

**PENGARUH VARIASI SIMPANGAN PEGAS KATUP EKSPANSI
TERHADAP UNJUK KERJA AC MOBIL**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Disusun oleh :

**FERRY DWI CAHYA NUGRAHA
NIM. 0510620042-62**

**DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2009**

LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH VARIASI SIMPANGAN PEGAS KATUP EKSPANSI TERHADAP
UNJUK KERJA AC MOBIL**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

FERRY DWI CAHYA NUGRAHA
NIM. 0510620042-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Ir. Djoko Sutikno, M.Eng.
NIP. 19541009 198303 1 002

Ir. Suharto, MT.
NIP. 19531030 198212 1 001



LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH VARIASI SIMPANGAN PEGAS KATUP EKSPANSI TERHADAP
UNJUK KERJA AC MOBIL**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

FERRY DWI CAHYA NUGRAHA
NIM. 0510620042-62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
Tanggal 30 Desember 2009

Skripsi I

Skripsi II

Ir. I Made Gunadiarta, MT.
NIP. 19461001 197702 1 001

Dr.Ir. Pratikto, MMT.
NIP. 19461110 198103 1 001

Komprehensif

Ir. Winarno Yahdi Atmojo, MT.
NIP. 19460804 198303 1 001

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.
NIP. 19720903 199702 1 001

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji syukur kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penyusun dapat menyelesaikan skripsi ini dengan baik. Penulis sadar bahwa selama dalam penulisan skripsi ini telah dibantu oleh banyak pihak.

Atas bantuan dan dorongan, baik yang berupa moril dan materiil yang diberikan maka pada kesempatan ini penyusun mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

- Bapak Dr. Slamet Wahyudi., ST., MT., selaku Ketua Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
- Bapak Dr. Eng. Anindito P., ST., M.Eng., selaku Sekretaris Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
- Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Konversi Energi Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya,
- Bapak Ir. Djoko Sutikno., M.Eng selaku Dosen Pembimbing I yang telah memberikan kritik dan saran yang membangun dalam penyusunan skripsi ini.
- Bapak Ir Suharto, MT selaku Dosen Pembimbing II yang dengan tulus telah banyak membantu dalam penulisan skripsi ini.
- Bapak-bapak Dosen Penguji Komprehensif Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya yang telah memberikan masukan pada penulis.
- Bapak Misdai, Ibu Alwiyah dan kakakku Andri Eka Wahyudi yang tercinta, yang telah memberikan dukungan moril dan semangat yang sangat berarti.
- Teman-teman mahasiswa mesin atas segala bentuk bantuan yang telah diberikan serta dorongannya semangatnya.
- Flourensia Septiana atas perhatian dan dukungannya selama ini yang sangat berarti demi terselesaikannya penulisan skripsi ini.

Penulis menyadari dalam penulisan skripsi ini tentunya ada kekurangan, maka diharapkan adanya saran dan kritik yang membangun demi kesempurnaan skripsi ini.

Malang, 14 Desember 2009

Penulis

RINGKASAN

FERRY DWI CAHYA NUGRAHA, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Desember 2009, *Pengaruh Variasi Simpangan Pegas Katup Ekspansi terhadap Unjuk Kerja AC Mobil*. Dosen Pembimbing: Djoko Sutikno dan Suharto.

Mesin pendingin merupakan mesin yang dipakai untuk memindahkan panas dari medium bertemperatur rendah ke medium bertemperatur tinggi dengan cara menambahkan kerja dari luar. Bagian – bagian utama mesin pendingin terdiri dari empat bagian yaitu evaporator, kompresor, kondensor, dan alat ekspansi. Berdasarkan kegunaannya mesin pendingin dibedakan menjadi tiga yaitu *Air Conditioner*, *Cold Storage*, dan *Freezer*. Dalam kehidupan sehari-hari banyak dijumpai pemilik mobil ber-AC mengeluhkan performa AC mobil yang kurang maksimal. Oleh karena itu untuk meningkatkan performa AC mobil kita dapat melakukan berbagai modifikasi pada *Air Conditioner* tersebut, salah satunya dengan mengubah panjang simpangan pegas katup ekspansi.

Dalam penelitian ini digunakan metode eksperimen nyata. Pada penelitian ini digunakan AC dari sebuah mobil Toyota yang menggunakan refrigeran R-134a. Variasi panjang simpangan pegas katup ekspansi yang ditentukan adalah 2,5; 4; 5 mm. Sedangkan variasi blowernya 1050; 1580; 1850; 2260; 2750; 3050 rpm.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa semakin besar simpangan pegas katup ekspansi maka kapasitas pendinginan semakin kecil dan Koefisien prestasi semakin besar. Kapasitas Pendinginan tertinggi yaitu 1,452 kW dengan simpangan pegas katup ekspansi sebesar 2,5 mm pada putaran blower 1050 rpm. Sedangkan Kapasitas Pendinginan terkecil yaitu 1,011 kW dengan dengan simpangan pegas katup ekspansi sebesar 5 mm pada putaran blower 2750 rpm. Koefisien Prestasi (KP) tertinggi yaitu 5,428 dengan simpangan pegas katup ekspansi sebesar 5 mm pada putaran blower 3050 rpm. Sedangkan Koefisien Prestasi (KP) terkecil yaitu 3,511 dengan dengan simpangan pegas katup ekspansi sebesar 2,5 mm pada putaran blower 1050 rpm.

Kata kunci: simpangan pegas, katup ekspansi, unjuk kerja, AC mobil.

DAFTAR ISI

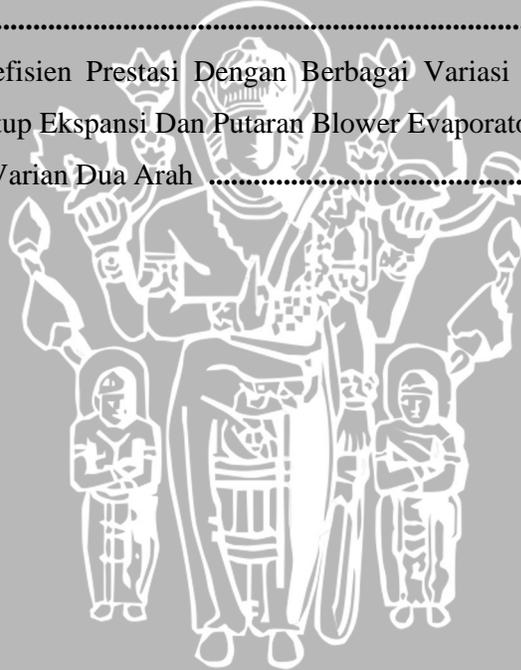
	halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR TABEL	iv
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR LAMPIRAN	vi
RINGKASAN	vii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Pengertian Sistem Refrigerasi	4
2.2 Sifat Termodinamika	5
2.3 Psikrometri	6
2.4 Persamaan Energi aliran <i>Steady</i>	8
2.5 Energi Panas	11
2.6 Perpindahan Panas	12
2.6.1 Perpindahan Panas Konduksi	12
2.6.2 Perpindahan Panas Konveksi	13
2.6.3 Perpindahan Panas Menyeluruh	16
2.7 Mesin Pendingin	17
2.5.1 Mesin Pendingin dengan Siklus Kompresi Uap	17
2.5.2 Mesin Pendingin dengan Siklus Absorpsi	25
2.8 Refrigeran	26
2.9 Hipotesis	29
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	30
3.1 Metode Penelitian	30
3.2 Variabel Penelitian	30



3.3 Alat – alat Penelitian	31
3.4 Gambar Instalasi Penelitian	33
3.5 Prosedur Pelaksanaan Penelitian	34
3.6 Pengambilan Data	35
3.7 Analisis Varian Dua Arah	35
3.8 Diagram Alir Proses Penelitian	37
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	38
4.1 Analisis Data	38
4.1.1. Data Hasil Penelitian	38
4.1.2. Contoh Perhitungan Data	38
4.1.3. Data Hasil Perhitungan	46
4.1.4. Perhitungan Statistik	46
4.2 Pembahasan	49
4.2.1 Pengaruh Simpangan Pegas Katup Ekspansi dan Putaran Blower Evaporator terhadap Kerja Pendinginan	49
4.2.2 Pengaruh Simpangan Pegas Katup Ekspansi dan Putaran Blower Evaporator terhadap Kapasitas Pendinginan	51
4.2.3 Pengaruh Simpangan Pegas Katup Ekspansi dan Putaran Blower Evaporator terhadap Kerja Kompresor	52
4.2.4 Pengaruh Simpangan Pegas Katup Ekspansi dan Putaran Blower Evaporator terhadap Daya Kompresor	53
4.2.5 Pengaruh Simpangan Pegas Katup Ekspansi dan Putaran Blower Evaporator terhadap Koefisien Prestasi	54
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	55
5.1 Kesimpulan	55
5.2 Saran	55
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

DAFTAR TABEL

No.	Judul	halaman
Tabel 2.1	Beberapa Refrigeran Halokarbon	28
Tabel 2.2	Beberapa Refrigeran Anorganik	28
Tabel 2.3	Beberapa Refrigeran Hidrokarbon	29
Tabel 3.1	Contoh Tabel Analisis Varian Dua Arah	36
Tabel 4.1	Data Hasil Pengujian Variasi Simpangan Pegas Katup Ekspansi 2,5 mm	43
Tabel 4.2	Data Hasil Pengujian Variasi Simpangan Pegas Katup Ekspansi 4 mm	44
Tabel 4.3	Data Hasil Pengujian Variasi Simpangan Pegas Katup Ekspansi 5 mm	45
Tabel 4.4	Nilai Koefisien Prestasi Dengan Berbagai Variasi Simpangan Pegas Katup Ekspansi Dan Putaran Blower Evaporator	46
Tabel 4.5	Analisis Varian Dua Arah	48

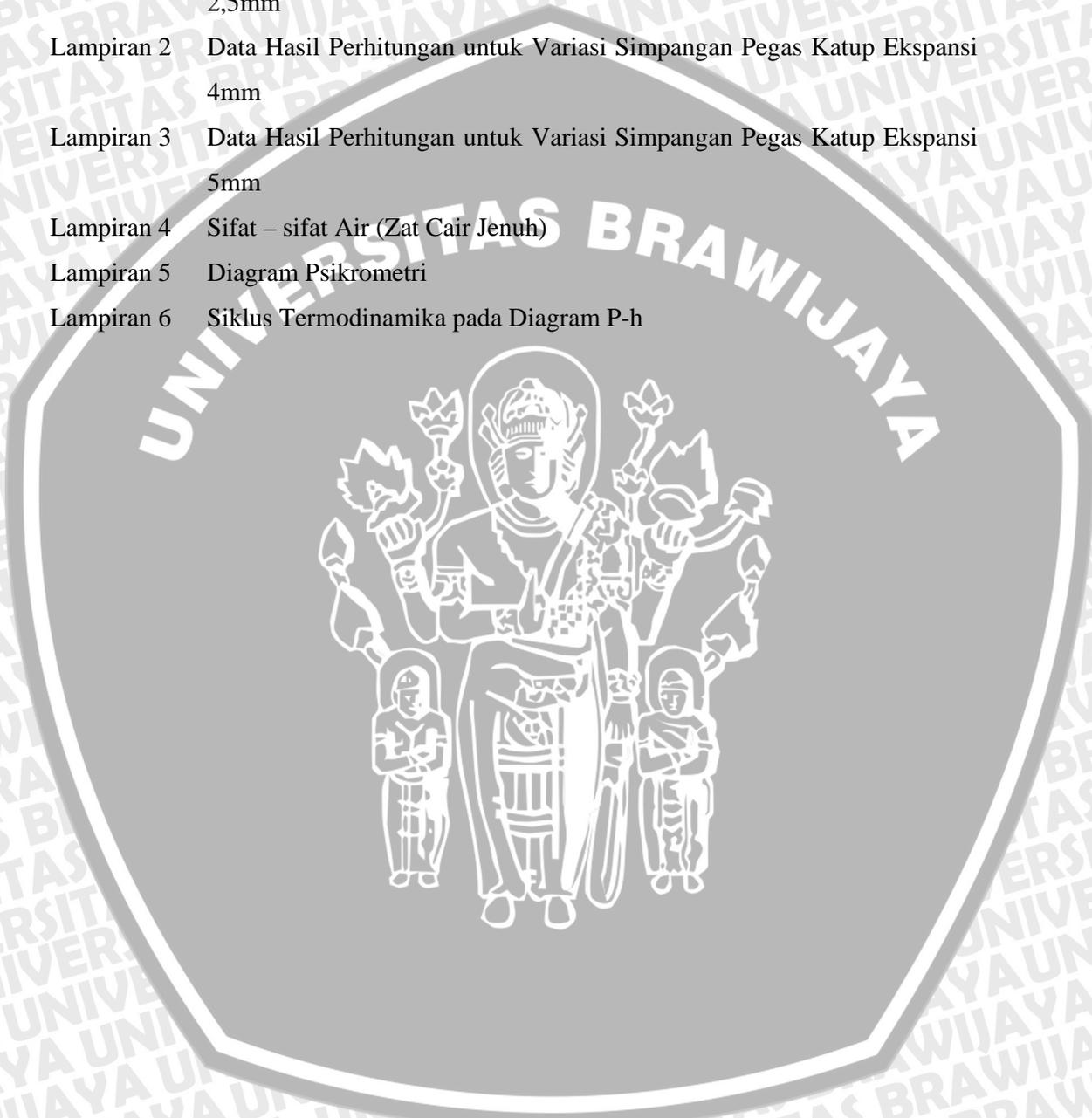


DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	halaman
Gambar 2.1	Diagram Skematik Mesin Pendingin	4
Gambar 2.2	Keseimbangan Energi pada Sebuah Volume Atur yang Sedang Mengalami Laju Aliran <i>Steady</i>	9
Gambar 2.3	Transfer Energi Kalor pada Sistem dengan <i>Control Volume</i>	11
Gambar 2.4	Perpindahan Panas Konduksi	12
Gambar 2.5	Perpindahan Panas Konveksi dari Suatu Permukaan Panas ke Udara yang Ditiupkan	14
Gambar 2.6	Hambatan <i>Thermal</i> untuk Perpindahan Panas pada Suatu Dinding	16
Gambar 2.7	Instalasi AC Mobil	18
Gambar 2.8	Kondensor dan Kipas Listrik	19
Gambar 2.9	Katup Ekspansi dengan Kontrol Temperatur	20
Gambar 2.10	Katup Ekspansi dengan Kontrol Tekan dan Temperatur	21
Gambar 2.11	Katup Ekspansi Bentuk Blok dengan Kontrol Tekan dan Temperatur	22
Gambar 2.12	Tekanan - Entalpi (P-h Diagram)	23
Gambar 2.13	Diagram Skematik Komponen Mesin Pendingin Siklus Kompresi Uap	24
Gambar 2.14	Diagram Skematik Komponen Mesin Pendingin Siklus Absorpsi	26
Gambar 3.1	Instalasi Penelitian	33
Gambar 4.1	Penampang Melintang pada <i>Duct B</i>	39

DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1	Data Hasil Perhitungan untuk Variasi Simpangan Pegas Katup Ekspansi 2,5mm
Lampiran 2	Data Hasil Perhitungan untuk Variasi Simpangan Pegas Katup Ekspansi 4mm
Lampiran 3	Data Hasil Perhitungan untuk Variasi Simpangan Pegas Katup Ekspansi 5mm
Lampiran 4	Sifat – sifat Air (Zat Cair Jenuh)
Lampiran 5	Diagram Psikrometri
Lampiran 6	Siklus Termodinamika pada Diagram P-h



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi pada saat ini sangat pesat. Hal ini disebabkan oleh sifat manusia yang tidak pernah puas dan selalu sesuatu yang baru dan lebih baik. Sehingga manusia selalu berusaha untuk menghasilkan sesuatu yang inovatif dan aplikatif di bidang ilmu pengetahuan dan teknologi. Salah satu cabang dari ilmu pengetahuan dan teknologi adalah bidang *engineering* atau rekayasa, dimana dalam bidang itu sendiri terdapat beberapa ilmu diantaranya yang berhubungan dengan mesin pendingin.

Mesin pendingin merupakan mesin yang dipakai untuk memindahkan panas dari medium bertemperatur rendah ke medium bertemperatur tinggi dengan cara menambahkan kerja dari luar. Lebih jelasnya mesin pendingin merupakan peralatan yang digunakan dalam proses pendinginan suatu fluida sehingga mencapai temperatur maupun kelembaban yang diinginkan. Dimana proses pendinginan tersebut adalah dengan jalan menyerap panas dari fluida yang akan dikondisikan atau dengan kata lain menyerap panas dari suatu reservoir bertemperatur rendah dan membuang kalor ke reservoir bertemperatur tinggi. Bagian – bagian utama mesin pendingin terdiri dari empat bagian yaitu evaporator, kompresor, kondensor, dan alat ekspansi (Arismunandar, 1980).

Mesin pendingin banyak digunakan dalam pengkondisian udara dan refrigerasi industri contohnya proses pengawetan makanan, penyerapan kalor dari bahan – bahan kimia pada industri petrokimia dan perminyakan. Berdasarkan kegunaannya mesin pendingin dibedakan menjadi tiga yaitu *Air Conditioner*, *Cold Storage*, dan *Freezer*.

Pada penelitian ini digunakan jenis mesin pendingin berupa *Air Conditioner* (AC) pada sebuah mobil Toyota kijang innova. Dalam kehidupan sehari-hari banyak dijumpai pemilik mobil ber-AC mengeluhkan kondisi ruangan AC mobil yang kurang dingin, sejuk dan nyaman oleh karena performa AC mobil yang kurang maksimal. Untuk mewujudkan kondisi yang dingin, sejuk dan nyaman ini kita dapat melakukan berbagai modifikasi pada *Air Conditioner* tersebut. Modifikasi bisa dilakukan pada keempat komponen utama dari AC tersebut yaitu evaporator, kompresor, kondensor dan katup ekspansi. Modifikasi yang paling mudah dilakukan adalah dengan memodifikasi

katup ekspansinya, yaitu dengan memvariasikan perubahan panjang atau simpangan (Δx) pegas katup ekspansi. Dengan memperbesar (Δx) maka gaya pegas katup ekspansi akan menjadi lebih besar, sehingga untuk membuka katup ekspansi butuh tekanan yang lebih besar. Dengan demikian tekanan dan temperatur kerja evaporator akan meningkat. Fenomena ini sangat menarik untuk dikaji, apakah dengan memperbesar (Δx) pegas katup ekspansi dapat meningkatkan koefisien prestasi dari *Air Conditioner* dan mencapai kondisi udara yang dingin, sejuk dan nyaman secara maksimal sesuai dengan keinginan. Secara analitis muncul dugaan bahwa dengan memperbesar (Δx) pegas katup ekspansi maka tekanan dan temperatur kerja dari evaporator akan lebih tinggi sehingga akan meningkatkan koefisien prestasi dari *Air Conditioner*.

1.2 Rumusan Masalah

Dengan berdasarkan latar belakang di atas, maka dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut :

Bagaimanakah pengaruh variasi simpangan pegas katup ekspansi terhadap unjuk kerja AC mobil.

1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan yang dibahas dalam skripsi ini lebih terfokus, maka penulis mengambil beberapa batasan masalah seperti dibawah ini :

1. Refrigeran yang digunakan adalah R-134a
2. *Air Conditioner* yang digunakan bermerk Denso Toyota Kijang HFC 134a.
3. Unjuk kerja yang diamati adalah koefisien prestasi dan kapasitas pendinginan.
4. Ruang uji pada kondisi *steady state* (tetap/tidak berubah terhadap waktu).
5. Udara di lingkungan sekitar diasumsikan memiliki kelembaban dan temperatur yang konstan.
6. Kerja luar yang diperhitungkan hanya kerja kompresor saja.
7. Putaran *ekstra fan* kondensor dikondisikan pada putaran maksimal dari motor *ekstra fan* tersebut yaitu sebesar 2150 rpm.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh dari variasi perubahan panjang atau simpangan (Δx) pegas katup ekspansi terhadap unjuk kerja AC mobil.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah :

1. Sebagai bahan referensi penelitian selanjutnya, terutama mengenai mesin pendingin dan pengkondisian udara.
2. Mampu mengaplikasikan teori yang telah didapat selama perkuliahan tentang mesin pendingin dan pengkondisian udara.
3. Membantu memecahkan permasalahan-permasalahan yang sering dihadapi dalam melakukan perancangan atau pemilihan alat pengkondisi udara yang optimal.

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

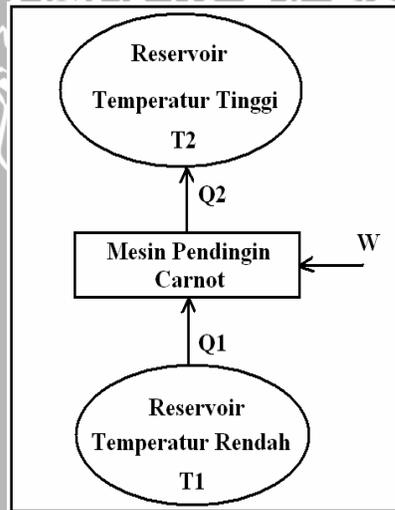


BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengertian Sistem Refrigerasi

Sistem refrigerasi merupakan suatu proses pengkondisian untuk menjaga suatu sistem berada pada temperatur yang lebih rendah dari temperatur lingkungan sekelilingnya. Pada refrigerasi ini terjadi pemindahan kalor secara terus menerus dari ruangan ke lingkungan. Sedangkan media yang digunakan untuk memindahkan kalor adalah refrigeran, yang bersirkulasi secara tertutup dalam sistem refrigerasi tersebut.

Siklus refrigerasi ini merupakan kebalikan dari siklus pada mesin Carnot atau Siklus Carnot. Dimana siklus Carnot adalah siklus yang terdiri dari proses reversible, dimana terjadi penyerapan kalor dari reservoir suhu tinggi dan pelepasan kalor pada reservoir suhu rendah. Sedangkan pada siklus refrigerasi terjadi proses yang sebaliknya, dimana pada siklus ini terjadi penyerapan kalor dari reservoir suhu rendah dan pelepasan kalor pada reservoir suhu tinggi.



Gambar 2.1 Diagram skematik mesin pendingin
Sumber: Nainggolan (1976: 109)

Dari diagram skematik diatas dapat dibuat hubungan sebagai berikut:

$$W = Q_2 - Q_1 \quad (\text{Nainggolan, 1976:109}) \quad (2- 1)$$

Keterangan:

Q_1 = panas yang diserap dari Reservoir Dingin (*Low temperature region*) (J)

Q_2 = panas yang diberikan ke Reservoir Panas (*High temperature region*) (J)

W = kerja dari luar (J)

2.2 Sifat Termodinamika

Bagian penting dalam menganalisis sistem termal adalah penentuan sifat termodinamika yang bersangkutan. Suatu sifat adalah setiap karakteristik atau ciri dari bahan yang dapat dijabari secara kuantitatif, seperti suhu, tekanan, dan rapat massa. Oleh karena termodinamika berkisar pada energi maka seluruh sifat-sifat termodinamika berkaitan dengan energi. Sifat-sifat termodinamika yang utama dalam penelitian ini ialah:

1. Suhu

Suhu dari suatu bahan menyatakan keadaan termal dan kemampuannya untuk bertukar energi dengan bahan lain yang bersentuhan dengannya. Dengan kata lain bahan yang bersuhu tinggi dapat memberikan energinya kepada bahan lain yang bersuhu rendah. Suhu absolut (T) yaitu derajat diatas nol absolut yang dinyatakan dengan Kelvin (K), dimana $T = t^{\circ}\text{C} + 273$.

2. Tekanan

Tekanan (p) adalah gaya normal yang diberikan oleh suatu fluida persatuan luas permukaan benda yang terkena gaya tersebut. Tekanan absolut ialah ukuran tekanan diatas nol absolut. Sedangkan tekanan pengukuran adalah tekanan diukur dari nol tekanan pengukuran yang sama dengan tekanan 1 atmosfer di tempat tersebut. Satuannya ialah Newton per luasan meter kuadrat atau N/m^2 yang setara dengan 1 Pascal (Pa) sedangkan 1 atmosfer = 101.325 Pa.

3. Kalor spesifik

Kalor spesifik (c) dari suatu bahan adalah jumlah energi yang diperlukan untuk menaikkan suhu satu satuan massa bahan tersebut sebesar 1 Kelvin. Dua besaran yang berkaitan pada kalor spesifik ialah c_p yaitu kalor spesifik pada tekanan tetap dan c_v kalor spesifik pada volume tetap. Pada sistem refrigerasi kalor spesifik pada tekanan lebih banyak digunakan. Nilai pendekatan dari kalor spesifik dari beberapa bahan yang penting adalah sebagai berikut:

$$c_p = \begin{cases} 1,0 \text{ kJ/kg.K} & \text{udara kering} \\ 4,19 \text{ kJ/kg.K} & \text{air} \\ 1,88 \text{ kJ/kg.K} & \text{uap air} \end{cases} \quad (\text{Stoecker, 1996:15})$$

4. Rapat massa dan volume spesifik

Rapat massa (ρ) adalah massa yang mengisi satu satuan volume, sedangkan volume spesifik (v) adalah volume yang diisi oleh satu satuan massa. Untuk massa udara dengan tekanan 1 atmosfer dan suhu 25°C memiliki rapat massa $1,2 \text{ kg/m}^3$.

5. Entalpi

Entalpi adalah besarnya energi panas yang dikandung oleh satu satuan massa suatu bahan. Suatu perubahan entalpi Δh dalam kJ/kg suatu bahan adalah jumlah kalor yang ditambahkan atau diambil per-satuan massa suatu bahan pada tekanan dan temperatur tertentu. Sifat entalpi dapat juga menyatakan laju pemindahan kalor untuk proses penguapan dan pengembunan.

6. Entropi

Entropi memiliki sifat yang hanya digunakan dalam hal khusus dan terbatas. Sifat dalam entropi dapat diterangkan berikut:

- Jika suatu gas atau uap ditekan atau diekspansikan tanpa gesekan dan tanpa penambahan atau pelepasan kalor selama proses berlangsung maka entropi bahan tersebut tetap.
- Dalam proses diatas, perubahan entalpi menyatakan jumlah kerja persatuan massa yang diperlukan oleh proses penekanan atau yang dilepaskan oleh proses ekspansi tersebut.

2.3 Psikrometri

Psikrometri merupakan kajian tentang sifat – sifat campuran udara dan uap air. Psikrometri mempunyai arti penting dalam bidang teknik pengkondisian udara, karena udara atmosfer tidak kering betul melainkan merupakan campuran antara udara dan uap air.

❖ Parameter – parameter Psikrometri

Terdapat beberapa parameter yang digunakan untuk menjelaskan sifat – sifat campuran udara dan uap air. Parameter – parameter tersebut antara lain sebagai berikut:

1. Kelembaban relatif (ϕ)

Kelembaban relatif ϕ didefinisikan sebagai perbandingan antara tekanan parsial uap air di atmosfer terhadap tekanan uap jenuhnya pada temperatur yang sama. Kelembaban relatif dapat dinyatakan dengan:

$$\phi = \frac{P_s}{P_w} \quad (\text{Stoecker, 1996:40}) \quad (2-2)$$

Dimana:

ϕ = kelembaban relatif (%)

P_w = tekanan jenuh air murni pada suhu yang sama (Pa)

P_s = tekanan parsial uap air di atmosfer (Pa)

2. Rasio kelembaban (W)

Rasio kelembaban W adalah berat atau massa air yang terkandung dalam setiap kilogram udara kering. Dalam teknik pengkondisian udara, untuk menghitung rasio kelembaban dapat digunakan persamaan gas ideal. Sehingga dari persamaan gas ideal diperoleh rasio kelembaban sebagai berikut:

$$W = 0,622 \frac{P_s}{P_{atm} - P_s} \quad (\text{Stoecker, 1996:41}) \quad (2-3)$$

Dimana:

W = rasio kelembaban

P_{atm} = tekanan atmosfer (Pa)

P_s = tekanan parsial uap air (Pa)

3. Entalpi

Entalpi campuran udara kering dan uap air adalah jumlah dari entalpi udara kering dan entalpi uap air.

$$h = h_s + h_a \quad (\text{Pudjanarsa, 2006:194}) \quad (2-4)$$

Dimana:

h = entalpi campuran udara kering dan uap air (kJ/kg)

h_s = entalpi uap air (steam) jenuh pada suhu campuran udara dan uap (kJ/kg)

h_a = entalpi udara pada suhu campuran udara dan uap (kJ/kg)

4. Volume spesifik

Volume spesifik adalah volume udara campuran dengan satuan meter kubik per kilogram udara kering. Dapat juga dikatakan sebagai meter kubik udara kering atau meter kubik campuran per kilogram udara kering, karena volume yang diisi

oleh masing – masing substansi sama. Dari persamaan gas ideal, volume spesifik v adalah

$$v = \frac{R_a \cdot T}{P_{atm} - P_s} \quad (\text{Stoecker, 1996:43}) \quad (2-5)$$

Dimana:

v = volume spesifik (m^3/kg)

R_a = tetapan gas untuk udara kering = 287 $(J/kg.K)$

P_{atm} = tekanan atmosfer (Pa)

P_s = tekanan uap air parsial dalam keadaan jenuh (Pa)

5. Temperatur

Pada psikrometri ada tiga istilah untuk besaran temperatur, yaitu temperatur bola kering (dry bulb), temperatur bola basah (wet bulb), dan dew point. Temperatur bola kering adalah temperatur dari termometer yang bola sensornya terbuka ke atmosfer, temperatur bola basah adalah temperatur dari termometer yang bola sensornya dibungkus dengan kain basah. Sedangkan temperatur dew point adalah temperature saat uap air di atmosfer mulai mengembun.

2.4 Peramaan Energi aliran *Steady*

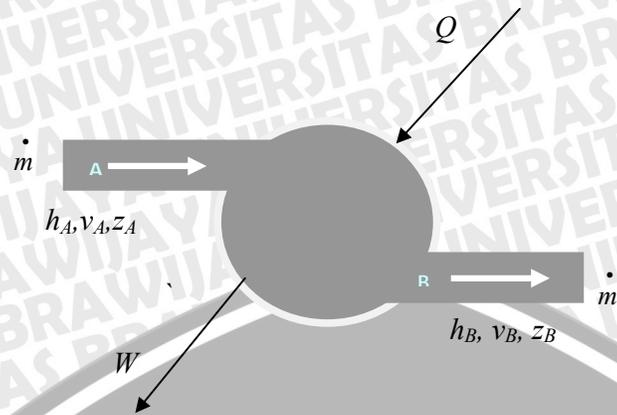
Dalam sistem refrigerasi, laju aliran massa cenderung tidak berubah dari waktu ke waktu, sehingga laju aliran dapat dianggap *steady*. Dalam gambar 2.2 keseimbangan energi dapat dinyatakan sebagai berikut :

”Besarnya energi yang masuk bersama aliran dititik 1 ditambah dengan besarnya energi yang ditambahkan berupa kalor yang dikurangi dengan besarnya energi dalam bentuk kerja dan dikurangi dengan energi yang meninggalkan sistem pada titik 2 sama dengan besarnya perubahan energi di dalam volume kendali”

Dalam pengertian ini ungkapan matematikny ialah :

$$\dot{m} \left(h_A + \frac{V_A^2}{2} + gz_A \right) + Q - \dot{m} \left(h_B + \frac{V_B^2}{2} + gz_B \right) - W = \frac{dE}{d\theta} \quad (\text{Stoecker, 1996:20}) \quad (2-6)$$





Gambar 2.2 Keseimbangan energi pada sebuah volume atur yang sedang mengalami laju aliran *steady*.

Sumber : Stoecker (1996 : 20)

Oleh karena perhatian dibatasi pada masalah proses aliran *steady*, maka tak ada perubahan harga E terhadap waktu ; karena itu $dE/d\theta = 0$, dan persamaan energi aliran *steady* menjadi :

$$\dot{m} \left(h_A + \frac{V_A^2}{2} + gz_A \right) + Q = \dot{m} \left(h_B + \frac{V_B^2}{2} + gz_B \right) + W \quad (\text{Stoecker, 1996:21}) \quad (2-7)$$

Pada aliran energi yang terjadi di sepanjang *duct*, perubahan energi kinetik dan energi potensial dari titik sebelum melewati evaporator ke titik sesudah melewati evaporator dapat diabaikan karena besarnya perubahan energi tersebut terlalu kecil dibandingkan dengan besarnya perubahan entalpi dan perpindahan kalor yang terjadi. Sedangkan besarnya kerja dapat pula dianggap nol karena di sepanjang *duct* tidak ada kerja yang terjadi. Perpindahan kalor berlangsung keluar sistem sehingga bernilai negatif. Sebagian udara yang mengalir mengembun dan berubah menjadi air kondensat. Sehingga persamaannya menjadi :

$$\dot{m} \cdot h_A - Q = \dot{m} \cdot h_B + \dot{m}_{con} \cdot h_{con} \quad (\text{Stoecker, 1996:21}) \quad (2-8)$$

Sehingga besarnya kalor yang dipindahkan dari udara ke refrigeran adalah :

$$Q = \dot{m}_A \cdot h_A - \left(\dot{m}_B \cdot h_B + \dot{m}_{con} \cdot h_{con} \right) \quad (\text{Stoecker, 1996:21}) \quad (2-9)$$

Dengan:	\dot{m}	= Laju aliran massa udara	(kg/det)
	h	= Entalpi	(kJ/kg)
	v	= Kecepatan	(m/det)
	z	= Ketinggian	(m)
	g	= Percepatan gravitasi	(9,81 m/det ²)
	Q	= Laju aliran energi dalam bentuk kalor	(W)
	W	= Laju aliran energi dalam bentuk kerja	(W)
	E	= Energi dalam sistem	(J)

Untuk mencari massa alir udara setelah melewati evaporator (\dot{m}_B), maka perlu dicari besarnya nilai kecepatan aliran udara setelah melewati evaporator (V_B) yang didapatkan dari hasil pengukuran perbedaan tekanan stagnasi dan statis yang diukur oleh tabung pitot dengan mengambil pengukuran pada sejumlah titik pada seluruh bagian melintang saluran. Untuk fluida *kompresibel* maka besarnya kecepatan aliran udara setelah melewati evaporator (V_B), adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \diamond V_B &= c \times \sqrt{2 \times g \times h} \\
 &= c \times \sqrt{2 \times g \times \frac{\Delta P}{\gamma}} \\
 &= c \times \sqrt{2 \times g \times \frac{\rho_{MINYAK} \times g \times h}{g \times \rho_{udara}}} \\
 &= c \times \sqrt{2 \times g \times \frac{\rho_{air} \times SG_{MINYAK} \times (z \times \sin 3,75/1000)}{\rho_{udara}}} \quad (\text{Anderson, 1984:326}) \quad (2-10)
 \end{aligned}$$

dimana:

- c = konstanta dari tabung pitot, yaitu sebesar (0,85)
- ΔP = perbedaan tekanan rata-rata yang diukur oleh tabung pitot dengan mengambil pengukuran pada sejumlah titik pada seluruh bagian melintang saluran (Pascal)
- γ = berat jenis udara atau gas pada kondisi pengujian (N/m³)
- ρ_{minyak} = massa jenis minyak pengisi inclined manometer (kg/m³)
- ρ_{udara} = massa jenis udara yang mengalir pada duct (kg/m³)

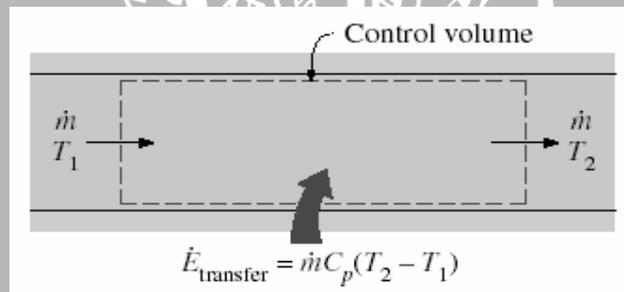
- ρ_{air} = massa jenis air pada kondisi tekanan atmosfer (kg/m³)
- $S.G_{minyak}$ = *specific gravity* minyak pengisi inclined manometer, yaitu sebesar (0,826)
- Z = ketinggian cairan yang ditunjukkan manometer (mm kolom minyak)

2.5 Energi Panas

Energi panas adalah suatu bentuk energi yang dapat berpindah dari suatu sistem ke sistem yang lain yang disebabkan oleh adanya perbedaan temperatur.

Pada fluida yang mengalir *steady* di dalam suatu sistem dengan volume tertentu dimana terdapat satu *inlet* dan satu *outlet* maka laju aliran massa fluida yang masuk akan sama

dengan laju aliran massa fluida keluar atau $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$, jika fluida tersebut tidak melakukan kerja maka besarnya energi kalor yang ditransfer oleh suatu fluida akan sama dengan perubahan energi yang terdapat pada sistem tersebut, ilustrasi tentang hal ini dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.3 Transfer energi kalor pada sistem dengan *control volume*

Sumber : Cengel, (2002:13)

Besarnya laju energi kalor pada system tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{Cengel, 2002:13}) \quad (2-11)$$

Dimana:

\dot{Q} = laju energi kalor (W)

\dot{m} = laju aliran massa fluida (kg/s)

C_p = kalor spesifik pada tekanan konstan (J/kg°C)

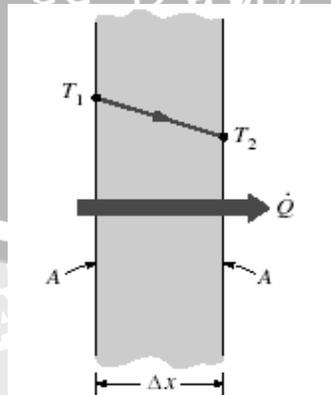
ΔT = perubahan temperatur (°C)

2.6 Perpindahan Panas

Perpindahan panas dapat didefinisikan sebagai transfer energi dari suatu sistem ke sistem lainnya sebagai akibat dari perbedaan temperatur, transfer energi ini selalu terjadi dari suatu sistem bersuhu tinggi ke sistem lain yang bersuhu lebih rendah dan akan berhenti setelah kedua sistem mencaoai temperatur yang sama. Perbedaan temperatur merupakan syarat utama untuk terjadinya perpindahan panas, jika kedua sistem mempunyai temperatur yang sama maka tidak akan ada perpindahan panas pada kedua sistem tersebut.

2.6.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas konduksi adalah perpindahan energi dari partikel yang memiliki energi lebih besar dari suatu zat ke partikel yang berdekatan yang memiliki energi lebih kecil sebagai hasil interaksi antara kedua partikel tersebut. Perpindahan panas konduksi dapat terjadi baik pada benda padat, benda cair maupun gas. Pada benda cair dan gas perpindahan panas konduksi terjadi karena adanya tumbukan dan difusi pada molekul selama mengalami gerak acak akibat kenaikan temperatur, sedangkan pada benda padat perpindahan panas konduksi terjadi karena kombinasi getaran molekul pada kisi – kisinya serta perpindahan energi oleh elektron bebas, dimana pada saat dipanaskan, gerakan dari atom dan elektron bebas yang sebelumnya bergetar dengan setimbang akan berubah menjadi getaran yang lebih besar sehingga menumbuk atom – atom dan elektron disekitarnya. Interaksi antar atom maupun elektron tersebut menyebabkan adanya transfer energi dari atom yang satu ke atom yang lain, sehingga panas akan merambat dalam substansi tersebut secara atomik. Perpindahan panas konduksi melalui sebuah dinding dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.4 Perpindahan panas konduksi.

Sumber : Cengel (2002: 18)

Laju perpindahan panas konduksi dikemukakan oleh J. Fourier pada tahun 1822 yaitu besarnya perpindahan panas konduksi berbanding lurus terhadap luas permukaan yang dilalui kalor, perbedaan temperatur, dan konduktivitas *thermal* material, namun berbanding terbalik terhadap ketebalan dari permukaan yang dilalui oleh panas, sehingga dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$Q_{cond} = k.A.\frac{(T_1 - T_2)}{\Delta x} \quad (\text{Cengel, 2002: 18}) \quad (2-12)$$

Dimana:

Q_{cond}	= Laju perpindahan panas konduksi	(W)
k	= Konduktivitas <i>thermal</i> bahan	(W/m°C)
$T_1 - T_2$	= Perbedaan temperatur perpindahan panas	(°C)
Δx	= Ketebalan permukaan perpindahan panas pada arah x	(m)

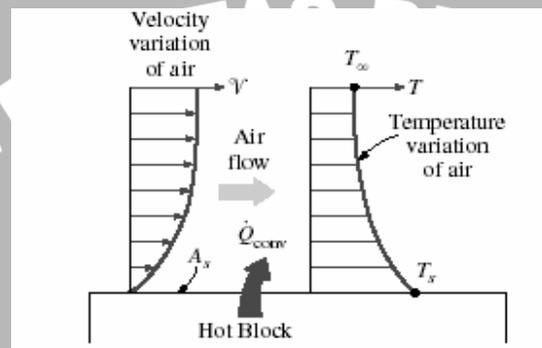
Konduktivitas *thermal* merupakan suatu konstanta proporsional yang menyatakan kemampuan suatu material untuk menghantarkan panas. Konduktivitas *thermal* didefinisikan sebagai besarnya panas yang dapat dihantarkan oleh setiap unit tebal dari material per unit area per unit perbedaan temperatur.

2.6.2 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas konveksi adalah bentuk perpindahan energi antara permukaan benda padat dan cairan atau gas yang bergerak disekitarnya. Perpindahan kalor konveksi terdiri dari gabungan antara konduksi dan gerakan fluida. Semakin cepat gerakan fluida maka akan semakin besar laju perpindahan panas konveksinya. Misalnya pada suatu proses pendinginan balok panas yang ditiupkan fluida dingin maka proses perpindahan panas konveksi akan terjadi melalui beberapa tahap, pertama energi panas akan mengalir secara konduksi dari permukaan benda padat ke lapisan fluida yang berbatasan, kemudian energi ini akan terbawa menjauh dari permukaan benda padat melalui mekanisme konveksi. Dimana terdapat dua proses yang terjadi bersamaan yaitu kombinasi dari efek konduksi di dalam fluida akibat gerakan acak antar molekul - molekul fluida yang terjadi secara mikroskopis sehingga partikel fluida yang memiliki energi lebih tinggi akan memindahkan sebagian energinya pada partikel fluida yang memiliki energi lebih rendah, serta adanya gerakan fluida secara makroskopis yang akan

menggantikan fluida yang telah panas di sekitar permukaan benda padat dengan fluida dingin.

Semakin cepat fluida bergerak maka laju perpindahan panas juga akan semakin tinggi, adanya gerakan fluida akan semakin cepat menggantikan fluida yang telah panas di sekitar permukaan benda padat dengan fluida dingin atau sebaliknya sehingga dihasilkan temperatur fluida yang lebih dingin atau lebih panas pada lapisan fluida yang saling berinteraksi melakukan perpindahan panas, hal ini menyebabkan laju perpindahan panas akan semakin tinggi



Gambar 2.5 Perpindahan panas konveksi dari suatu permukaan panas ke udara yang ditiupkan.

Sumber : Cengel (2002: 26)

Perpindahan panas konveksi akan melibatkan perpindahan massa dari fluida, dengan tidak adanya gerakan fluida maka perpindahan kalor yang terjadi merupakan murni perpindahan panas konduksi. Secara umum perpindahan panas konveksi dapat dibedakan menjadi dua yaitu:

1. konveksi bebas (*free convection*)

Pada konveksi bebas gerakan perpindahan fluida terjadi karena adanya perbedaan densitas atau kerapatan fluida yang disebabkan oleh adanya perbedaan atau gradien, temperatur, proses ini terjadi secara alamiah sehingga sering disebut konveksi alamiah (*natural convection*)

2. konveksi paksa (*forced convection*)

Pada konveksi paksa fluida dipaksa bergerak oleh adanya gaya atau energi dari luar, misalnya oleh pompa, blower atau kipas. Transfer panas yang dihasilkan akan lebih tinggi dari konveksi bebas.

Berdasarkan hukum pendinginan Newton, besarnya laju perpindahan kalor konveksi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$Q_{conv} = h.A.(T_s - T_{\infty}) \quad (\text{Cengel, 2002: 26}) \quad (2-13)$$

Dimana:

- Q_{con} = laju perpindahan panas konveksi (W)
- h = koefisien perpindahan panas konveksi (W/m²°C)
- A = luas permukaan perpindahan panas (m²)
- TS = temperatur permukaan benda (°C)
- T_{∞} = temperatur fluida pada jarak tertentu dari permukaan benda (°C)

Perpindahan panas konveksi akan tergantung pada berbagai propertis dari fluida antara lain viskositas dinamik fluida (μ), konduktivitas thermal fluida (k), densitas fluida (ρ), kapasitas kalor (C_p), serta kecepatan fluida (v), disamping itu perpindahan panas konveksi juga akan tergantung pada geometri dan kekasaran dari permukaan benda padat, serta tipe dari aliran fluida (laminer atau turbulen), hal – hal tersebut akan mempengaruhi besarnya koefisien perpindahan panas konveksi (h). Berikut ini adalah hubungan antara propertis tersebut:

❖ Bilangan Reynold

$$Re = \frac{\rho.v.D}{\mu} \quad (\text{Stoecker, 1996:26}) \quad (2-14)$$

❖ Bilangan Prandtl

$$Pr = \frac{\mu.C_p}{k} \quad (\text{Stoecker, 1996:26}) \quad (2-15)$$

❖ Bilangan Nusselt

$$Nu = \frac{h_c.D}{k} \quad (\text{Stoecker, 1996:26}) \quad (2-16)$$

Banyak rumusan yang telah dikembangkan untuk susunan aliran tertentu sehingga hubungan antara bilangan Nusselt, Reynolds dan Prandtl dapat dirumuskan sebagai:

$$Nu = C(Re^n)(Pr^m) \quad (\text{Stoecker, 1996:26}) \quad (2-17)$$

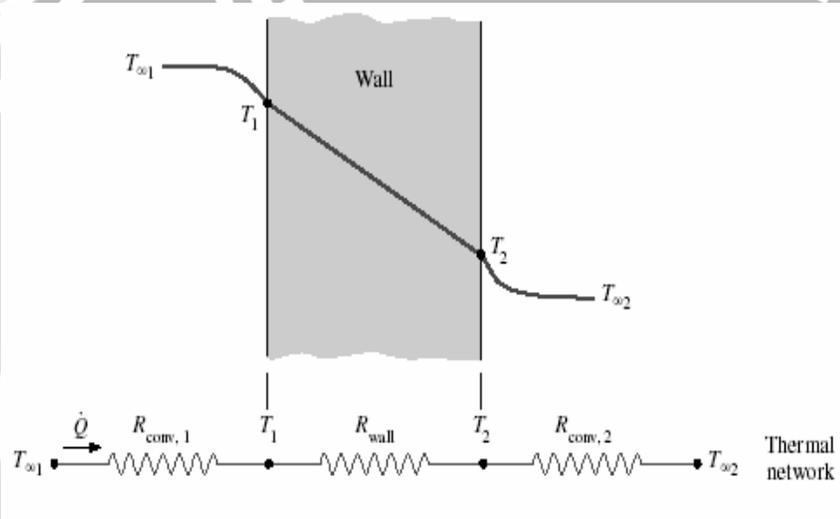
Dimana:

- Re = bilangan Reynold
- Pr = bilangan Prandtl
- Nu = bilangan Nusselt
- ρ = densitas fluida (kg/m³)

- v = kecepatan fluida (m/det)
- D = panjang karakteristik geometri (m)
- μ = viskositas dinamik fluida (kg/m.det)
- C_p = kapasitas kalor (W/kg.det.°C)

2.6.3 Perpindahan panas menyeluruh

Panas satu dimensi kondisi steady mengalir melalui sebuah bidang dinding dengan ketebalan L , luas bidang A , dan konduktivitas termal k yang terkena konveksi di kedua sisinya oleh fluida pada temperatur T_1 dan T_2 dengan koefisien perpindahan panas konveksi h_1 dan h_2 . hal ini ditunjukkan dalam gambar berikut ini



Gambar 2.6 Hambatan *thermal* untuk perpindahan panas pada suatu dinding

Sumber : Cengel (2002: 131)

Pada kondisi *steady* persamaannya

$$\dot{Q} = h_1 \cdot A \cdot (T_{\infty 1} - T_1) = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{L} = h_2 \cdot A \cdot (T_2 - T_{\infty 2}) \quad (\text{Cengel, 2002: 131}) \quad (2-18)$$

Kita dapat menuliskannya sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \frac{T_{\infty 1} - T_1}{1/h_1 \cdot A} = \frac{T_1 - T_2}{L/k \cdot A} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{1/h_2 \cdot A} \\ &= \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{conv,1}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{wall}} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{R_{conv,2}} \end{aligned}$$

Sehingga

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (\text{Cengel, 2002: 131}) \quad (2-19)$$

Dimana

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \quad (\text{Cengel, 2002: 133}) \quad (2-20)$$

Sehingga biasanya lebih mudah menyatakan perpindahan panas melalui sebuah perantara dalam sebuah penyelesaian yang analog dengan hukum pendinginan Newton, seperti di bawah ini

$$\dot{Q} = U.A.\Delta T \quad (\text{Cengel, 2002: 132}) \quad (2-21)$$

Dimana; U adalah koefisien perpindahan kalor menyeluruh

2.7 Mesin Pendingin

Menurut cara kerjanya mesin pendingin dapat dibedakan menjadi 2, yaitu:

1. Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap
2. Mesin pendingin dengan siklus absorpsi

2.7.1 Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap

Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap merupakan mesin yang banyak dipakai untuk aplikasi mesin pendingin. Pertimbangan pemilihan mesin pendingin siklus kompresi uap adalah:

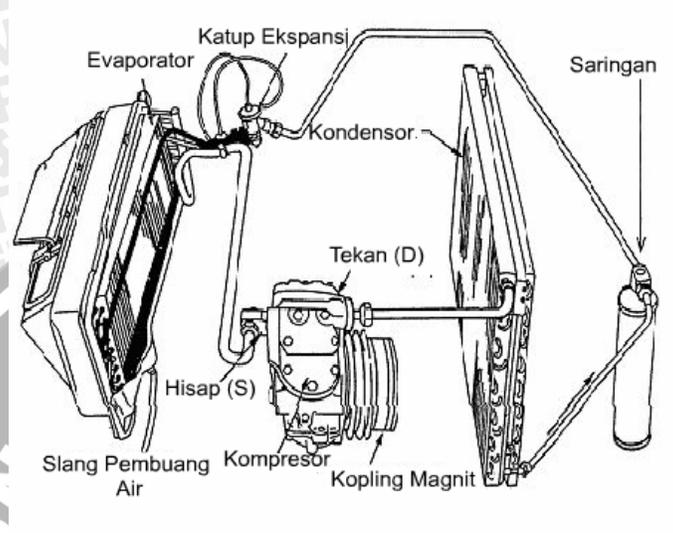
- Konstruksinya sederhana
- Pengoperasiannya mudah dan tahan lama
- Bila terjadi kerusakan mudah diperbaiki

Bagian – bagian dari mesin pendingin dengan siklus kompresi uap adalah sebagai berikut:

1. Evaporator

Evaporator merupakan komponen yang berfungsi untuk menguapkan bahan pendingin atau refrigeran. Pada evaporator terjadi penyerapan panas dari media yang diinginkan, dalam hal ini adalah udara. Pada evaporator biasanya digunakan sirip-sirip untuk memudahkan terjadinya perpindahan panas. Pada evaporator juga dilengkapi oleh blower atau kipas listrik yang berfungsi untuk menghembuskan udara melewati evaporator sehingga perpindahan panas dapat berlangsung lebih cepat. Pada rumah evaporator bagian bawah dibuat saluran/pipa

untuk keluarnya air yang mengumpul disekitar evaporator akibat udara yang lembab. Air ini juga akan membersihkan kotoran – kotoran yang menempel pada kisi – kisi evaporator, karena kotoran itu akan turun bersama air.



Gambar 2.7 Instalasi AC mobil

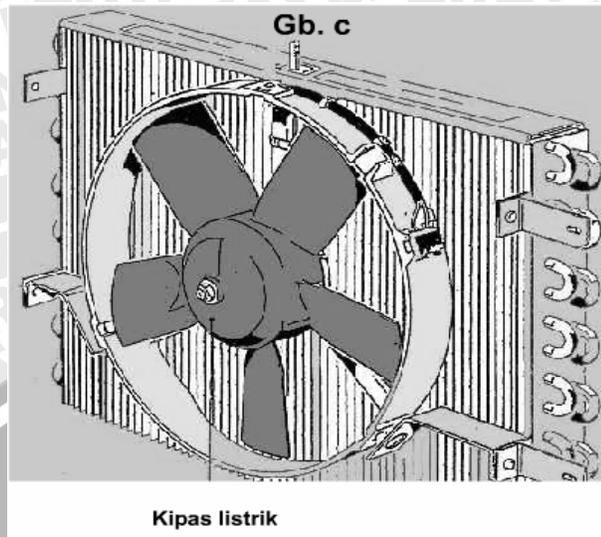
Sumber : Daryanto (2006: 40)

2. Kompresor

Kompresor merupakan komponen yang berguna untuk mengubah uap tekanan rendah dari evaporator menjadi uap tekanan tinggi pada kondensor dengan sistem kompresi. Untuk menggerakkan kompresor dipakai tenaga motor dari mobil itu sendiri atau memakai motor penggerak tersendiri.

3. Kondensor

Kondensor adalah komponen sistem refrigerasi yang berfungsi untuk memindahkan kalor dari refrigeran ke udara. Sehingga refrigeran yang mula – mula berbentuk uap akan berubah menjadi cair. Kondensor memiliki konstruksi yang hampir sama dengan evaporator, mengingat keduanya memiliki fungsi yang sama, yaitu memindahkan kalor. Kondensor juga dilengkapi oleh kipas listrik yang berfungsi untuk menghembuskan udara melewati kondensor. Hal ini bertujuan untuk mempercepat perpindahan panas dari refrigeran ke udara.



Gambar 2.8 Kondensor dan Kipas listrik

Sumber : Daryanto (2006: 34)

4. Alat ekspansi

Alat ekspansi adalah komponen dari sistem refrigerasi yang berfungsi untuk mengekspansikan refrigeran cair sehingga tekanan refrigeran cair dari kondensor akan turun. Tekanan refrigeran yang berbentuk cair dari kondensor harus diturunkan supaya menguap dengan demikian penyerapan panas dan perubahan bentuk refrigeran dari cair menjadi uap akan berlangsung dengan sempurna. Alat ekspansi yang paling banyak digunakan adalah pipa kapiler dan katup ekspansi.

➤ Pipa kapiler

Pipa kapiler melayani hampir semua sistem refrigerasi yang berukuran kecil. Pipa kapiler umumnya mempunyai ukuran panjang 1 hingga 6 m, dengan diameter dalam 0,5 hingga 2 mm. Kelemahan dari pipa kapiler adalah, sekali pipa kapiler dipilih dan dipasang maka pipa tersebut tidak dapat untuk mengatasi perubahan – perubahan yang terjadi.

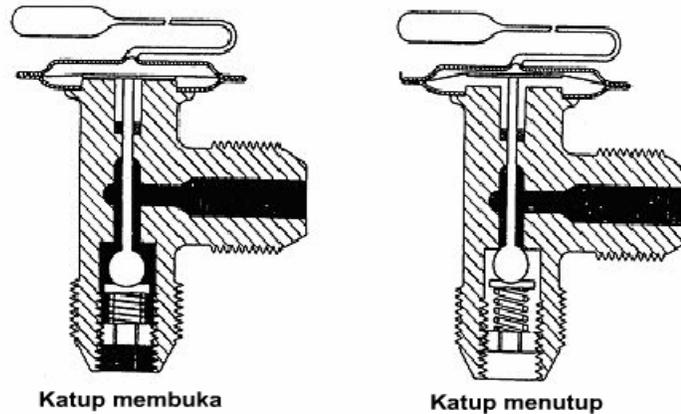
➤ Katup ekspansi

Katup ekspansi memiliki kegunaan menurunkan tekanan refrigeran cair dan mengatur aliran refrigeran ke evaporator. Bekerjanya katup ekspansi diatur sedemikian rupa agar membuka dan menutupnya katup sesuai dengan temperatur evaporatur atau tekanan di dalam sistem.

Macam – macam konstruksi & cara kerja :

1. Katup ekspansi bentuk siku

- Katup ekspansi dengan kontrol temperatur



Gambar 2.9 Katup ekspansi dengan kontrol temperatur

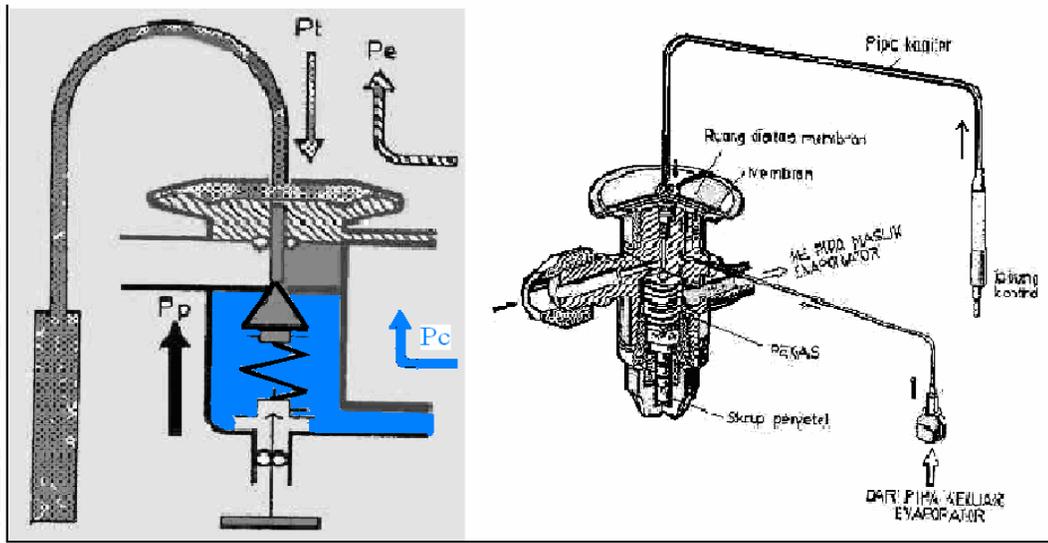
Sumber : www.acmobilindonesia.com

Tabung kontrol, pipa kapiler dan ruangan di atas membran diisi dengan cairan khusus yang sensitif terhadap perubahan temperatur, tabung kontrol dan pipa kapiler ini didempetkan dengan pipa keluar evaporator.

Bila temperatur evaporator rendah, tekanan cairan di atas membran tidak mampu melawan tekanan pegas, katup jarum menutup saluran masuk ke evaporator, penguapan zat pendingin terhenti temperatur evaporator naik kembali.

Sebaliknya pada saat temperatur evaporator naik, tekanan cairan di atas membran akan naik pula, sampai melebihi tekanan pegas, katup terdorong ke bawah, saluran terbuka. Suhu evaporator turun kembali, demikian seterusnya.

- Katup ekspansi dengan kontrol tekan dan temperatur



Gambar 2.10 Katup ekspansi dengan kontrol tekan dan temperatur

Sumber : www.acmobilindonesia.com

Supaya pengaturan menutup dan membuka disesuaikan dengan tekanan yang ada, maka dapat ditulis persamaan :

$$P_t = P_p + P_e + P_c \quad (\text{Daryanto, 2006: 40})$$

(2-22)

Dimana :

P_t = Tekanan cairan di atas membran (Pa)

P_p = Tekanan pegas (Pa)

P_e = Tekanan zat pendingin pada evaporator (Pa)

P_c = Tekanan zat pendingin yang keluar kondensor (Pa)

Kontrol temperatur tetap seperti sebelumnya, tekanan di atas membran tergantung dari suhu pipa keluar evaporator. Pada waktu tekanan pipa keluar evaporator turun, tekanan di atas membran akan mendorong batang dan katup sampai membuka saluran. Zat pendingin mengalir ke evaporator, bila tekanan evaporator naik, P_e juga naik, P_t turun (lihat persamaan), P_p akan mendorong katup ke atas kembali sampai menutup saluran. Zat pendingin tidak mengalir ke evaporator. Suhu evaporator naik kembali dan tekanannya akan turun katup akan bekerja seperti

semula, demikian seterusnya. Katup membuka dan menutup sesuai/tergantung dari suhu dan tekanan pada pipa keluar evaporator. Tekanan pegas katup ekspansi (Pp) dapat diatur dengan mengubah gaya pegasnya (Fp).

$$P_p = \frac{F_p}{A} \quad (\text{Zemansky, 1969: 254}) \quad (2-23)$$

Dimana gaya pegas adalah:

$$F_p = k \cdot \Delta x \quad (\text{Zemansky, 1969: 262}) \quad (2-24)$$

Dimana:

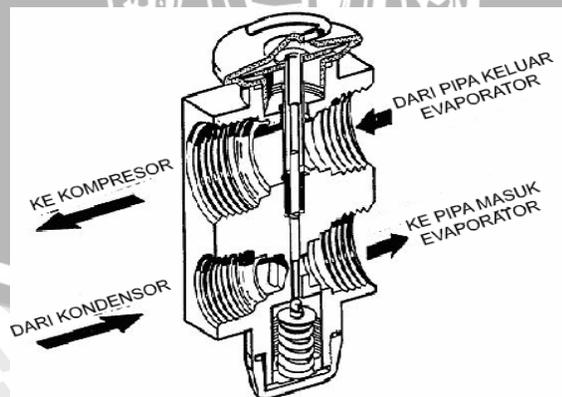
F_p = gaya pegas (N)

k = konstanta pegas (N/m)

Δx = simpangan pegas (m)

Dari persamaan di atas, kita dapat mengubah gaya pegas dengan cara mengubah Δx atau konstanta pegasnya. Dalam hal ini bila kita ingin mengubah konstanta pegasnya maka kita harus memakai pegas yang berbeda. Sedangkan, bila kita ingin mengubah Δx , kita bisa memutar sekrup penyetel pada katup ekspansi. Sekrup penyetel ini dapat menekan pegas katup ekspansi sehingga pegas memendek dan Δx berubah.

2. Katup ekspansi bentuk blok (dengan kontrol temperatur dan tekanan)



Gambar 2.11 Katup ekspansi bentuk blok dengan kontrol tekan dan temperatur

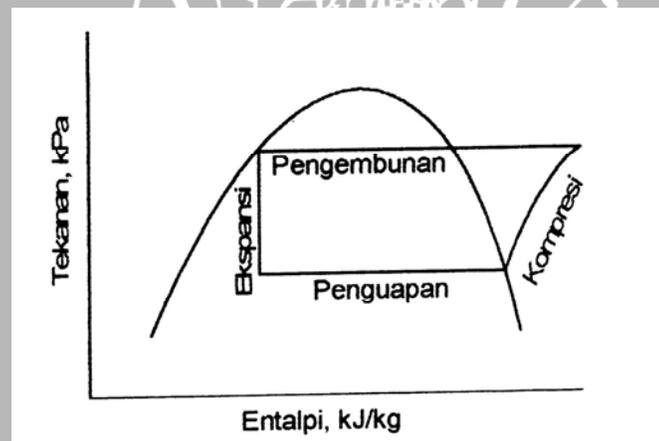
Sumber : Daryanto (2006: 46)

Bagian di atas membran adalah cairan yang mengontrol dengan temperatur pipa keluar evaporator. Di bawah membran pengontrolan dengan tekanan zat pendingin pada pipa keluar evaporator. Membuka dan menutupnya katup diatur oleh tekanan pegas, tekanan diatas dan dibawah membran miring tanpa garis bawah

❖ Proses termodinamika pada siklus kompresi uap

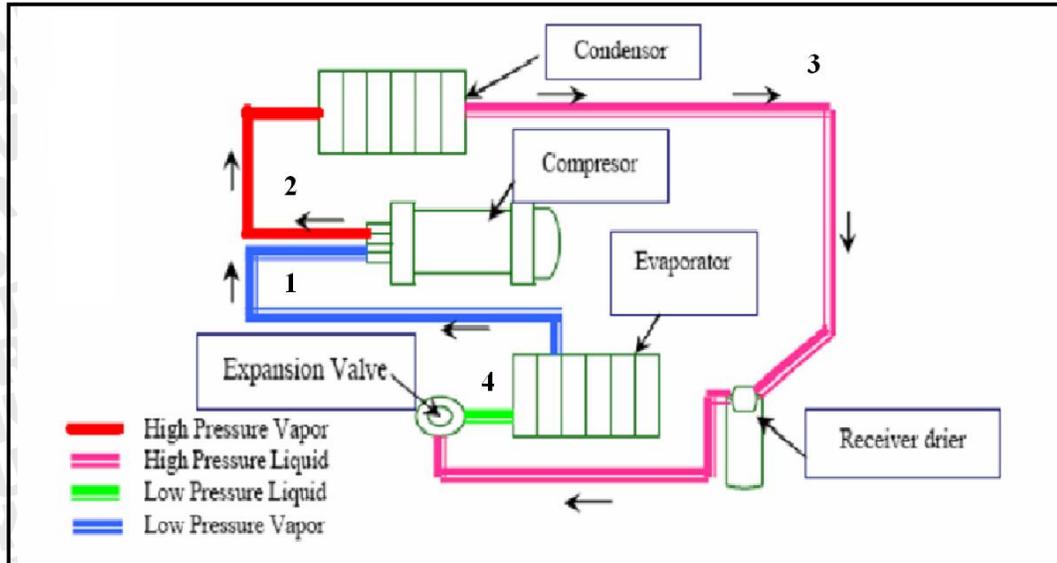
Pada siklus ini penyerapan panas dilakukan dalam evaporator dengan temperatur dan tekanan rendah. Didalam evaporator, refrigeran berubah dari fase cair menjadi fase gas, lalu masuk ke kompresor. Karena kerja kompresor, refrigeran menjadi gas yang bertemperatur dan bertekanan tinggi. Untuk melepaskan panas yang diserap oleh evaporator, refrigeran diembungkan di dalam kondensor sehingga refrigeran menjadi cair. Sebelum refrigeran memasuki evaporator, refrigeran diekspansikan melalui katup ekspansi terlebih dahulu.

Siklus kompresi uap pada diagram tekanan-entalpi (p-h diagram) dan diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.12 tekanan-entalpi (p-h diagram)

Sumber: Stoecker (1996: 187)



Gambar 2.13 Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap

Sumber: Nugroho (2002)

Keterangan gambar:

- 1 – 2 : kompresi secara isentropik pada kompresor
- 2 – 3 : pelepasan kalor dan pengembunan secara isobarik pada kondensor
- 3 – 4 : ekspansi secara isoentalpi pada katup ekspansi
- 4 – 1 : penyerapan kalor dan penguapan secara isobarik pada evaporator

Pada proses itu terjadi perubahan-perubahan, yaitu:

- a. Pada kompresor (1 – 2)
 - ✓ Tekanan, temperatur, dan entalpi naik
 - ✓ Perubahan fase dari uap jenuh kering menjadi uap panas lanjut
- b. Pada kondensor (2 – 3)
 - ✓ Tekanan konstan, temperatur dan entalpi turun
 - ✓ Terjadi perubahan fase dari uap panas lanjut menjadi cair
- c. Pada katup ekspansi (3 – 4)
 - ✓ Entalpi konstan, tekanan dan temperatur turun
 - ✓ Terjadi perubahan fase dari cair menjadi uap jenuh
- d. Pada evaporator (4 – 1)
 - ✓ Tekanan konstan, temperatur dan entalpi naik
 - ✓ Terjadi perubahan fase dari uap jenuh menjadi uap jenuh kering

➤ Kapasitas pendinginan

Kapasitas pendinginan adalah kemampuan mesin pendingin untuk menyerap kalor per satuan waktu, besarnya kapasitas pendinginan adalah:

$$Q_1 = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (\text{Watt}) \quad (\text{Stoecker,1996:186}) \quad (2-25)$$

➤ Daya kompresor

Daya kompresor adalah kerja kompresor per satuan waktu, besarnya daya kompresor adalah:

$$N_{kompresor} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \quad (\text{Watt}) \quad (\text{Stoecker,1996:186}) \quad (2-26)$$

➤ Kapasitas pemanasan

Kapasitas pemanasan adalah kemampuan mesin pendingin untuk melepaskan kalor per satuan waktu, besarnya kapasitas pemanasan adalah:

$$Q_2 = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) \quad (\text{Watt}) \quad (\text{Stoecker,1996:186}) \quad (2-27)$$

➤ Koefisien Prestasi

Koefisien prestasi adalah ukuran efisiensi dari mesin pendingin yang dinyatakan sebagai berikut:

$$KP = \frac{Q_1}{W_{kompresor}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{Stoecker, 1996:178}) \quad (2-28)$$

Dimana:

h_1 = entalpi keluar evaporator (kJ/kg)

h_2 = entalpi masuk kondensor (kJ/kg)

h_3 = entalpi keluar kondensor (kJ/kg)

h_4 = entalpi masuk evaporator (kJ/kg)

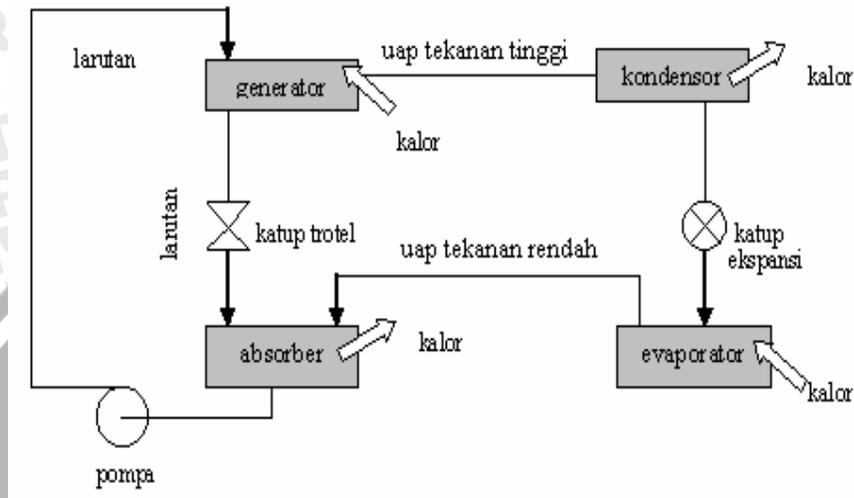
\dot{m}_{ref} = laju aliran massa refrigeran (kg/det)

2.7.2 Mesin pendingin dengan siklus absorpsi

Dalam beberapa hal siklus absorpsi hampir sama dengan siklus kompresi uap. Uap tekanan rendah dari evaporator dapat ditransformasikan menjadi uap tekanan tinggi dan dialirkan ke kondensor. Pada siklus kompresi uap menggunakan kompresor untuk keperluan tersebut, sedangkan pada siklus absorpsi menggunakan absorber, pompa,

katup trotel dan generator untuk keperluan tersebut. Mesin pendingin absorpsi disebut juga sebagai mesin pendingin yang dioperasikan oleh kalor (*heat operated cycle*).

Skema mesin pendingin absorpsi adalah sebagai berikut:



Gambar 2.14 diagram skematik komponen mesin pendingin siklus absorpsi

Sumber: Stoecker (1996: 309)

2.8 Refrigeran

Refrigeran adalah fluida kerja dari mesin pendingin yang disirkulasikan untuk memindahkan panas dari media yang didinginkan kepada media penyerap panas. Untuk mesin pendingin siklus kompresi uap, refrigeran menyerap panas didalam evaporator pada temperatur dan tekanan rendah serta melepaskan panas pada kondensor pada tekanan dan temperatur tinggi.

Untuk setiap mesin pendingin, refrigeran yang digunakan berbeda-beda tergantung penggunaannya (kapasitas refrigerasi) ataupun jenis kompresornya. Kadang-kadang satu tipe refrigeran cocok untuk digunakan beberapa penggunaan.

- Domestic refrigerator : R-12, R-22
- Domestic food freezer : R-12, R-22, R-502
- Automobile air conditioning : R-12
- Home air conditioning : R-22, R-500
- Ship board air conditioning : R-11, R-12, R-22
- Frozen food delivery service : R-22

- Industrial process : R-11
- Public building air conditioning
 - Kapasitas rendah : R-12, R-22
 - Kapasitas medium : R-11, R-12, R-22
 - Kapasitas tinggi : R-11, R-12

Pemilihan jenis refrigeran yang digunakan pada mesin pendingin sudah ditentukan oleh pabrik dengan beberapa pertimbangan. Selain pertimbangan mengenai penggunaan atau kapasitas refrigerasi seperti yang telah dijelaskan diatas, juga harus dipertimbangkan jenis kompresor yang dipakai.

❖ Klasifikasi refrigeran

Secara umum refrigeran dibedakan menjadi dua, yaitu:

1. Refrigeran primer

Merupakan fluida kerja yang utama, yaitu media pemindah panas yang disirkulasikan secara langsung melalui komponen-komponen utama mesin pendingin.

2. Refrigeran sekunder

Merupakan fluida kerja perantara, yaitu media pemindah panas dari refrigeran primer ke media lain atau lingkungan. Refrigeran sekunder yang umum digunakan adalah air dan brine.

Sedangkan refrigeran primer yang biasa digunakan dapat digolongkan menjadi:

a. Refrigeran halokarbon

Refrigeran halokarbon adalah refrigeran yang termasuk dalam kelompok yang mempunyai satu atau lebih dari salah satu atom halogen, yaitu: klorin, flourin, dan bromin. Sistem penomoran dalam kelompok halokarbon mengikuti pola berikut:

- Angka pertama dari kanan adalah jumlah atom flourin dalam ikatan.
- Angka kedua dari kanan adalah jumlah atom hidrogen ditambah angka satu.
- Angka ketiga dari kanan adalah jumlah atom karbon dikurangi satu, bila angka ketiga berharga nol diperbolehkan.

Tabel 2.1 Beberapa refrigeran halokarbon

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
11	Trikloromonofluorometana	CCl_3F
12	Diklorodifluorometana	CCl_2F_2
13	Monoklorotrifluorometana	CClF_3
22	Monoklorodifluorometana	CHClF_2
40	Metil klorida	CH_3Cl
113	Triklorotrifluoroetana	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$
114	Diklorotetrafluoroetana	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$

Sumber: Stoecker (1996: 279)

Refrigeran halokarbon ini dalam perdagangan biasa disebut dengan nama freon, genetron, isotron dan lain-lain yang merupakan merk dari perusahaan yang membuatnya.

b. Refrigeran anorganik

Senyawa anorganik banyak dipakai sebagai refrigeran sebelum ditemukannya refrigeran halokarbon. Namun sampai saat ini masih dipergunakan meskipun dalam jumlah yang terbatas bila dibandingkan dengan pemakaian jenis freon.

Sistem penomeran refrigeran dalam kelompok ini mengikuti pola:

- Angka pertama dari kiri merupakan kode dari senyawa anorganik yaitu angka 7.
- Dua angka terakhir dari kiri menyatakan berat molekulnya.

Tabel 2.2 Beberapa refrigeran anorganik

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
717	Amonia	NH_3
718	Air	H_2O
729	Udara	
744	Karbon dioksida	CO_2
764	Sulfur dioksida	SO_2

Sumber: Stoecker (1996: 280)

c. Refrigeran hidrokarbon

Banyak senyawa hidrokarbon yang cocok digunakan sebagai refrigeran. Pemakaian refrigeran hidrokarbon ini yang paling banyak adalah untuk industri perminyakan dan industri kimia. Sistem penomeran kelompok refrigeran ini mengikuti pola yang sama pada kelompok refrigeran halokarbon.

Tabel 2.3 Beberapa refrigeran hidrokarbon

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
50	Metana	CH ₄
170	Etana	C ₂ H ₆
290	Propana	C ₃ H ₈

Sumber: Stoecker (1996: 280)

d. Azeotop

Azeotrop adalah campuran dari beberapa refrigeran yang tidak dapat dipisahkan secara destilasi dan memiliki sifat yang berbeda dengan senyawa pembentuknya. Azeotrop menguap dan mengembun sebagai senyawa tunggal. Azeotrop yang banyak dikenal adalah refrigeran 502, yang merupakan campuran 48,8 % R-22 dan 51,2 % R-115.

2.9 Hipotesis

Dengan memperbesar perubahan panjang atau simpangan pegas katup ekspansi (Δx) maka gaya pegas akan bertambah besar, hal ini akan menyebabkan temperatur refrigeran keluar evaporator meningkat, tetapi massa alir refrigeran semakin kecil, sehingga kerja pendinginan akan lebih besar dan kapasitas pendinginan menurun; dengan kenaikan kerja kompresor yang relatif kecil maka koefisien prestasi akan semakin tinggi.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Metode Penelitian

Penelitian ini menggunakan metode eksperimental yaitu dengan melakukan pengamatan secara langsung untuk memperoleh data sebab akibat melalui eksperimen guna mendapatkan data empiris. Dalam hal ini obyek penelitian yang diamati adalah pengaruh variasi simpangan (Δx) pegas katup ekspansi terhadap unjuk kerja AC mobil. Penelitian ini dilaksanakan di Laboratorium Fluida, Jurusan Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya.

3.2 Variabel Penelitian

Variabel-variabel yang digunakan dalam penelitian ini antara lain:

1. Variabel bebas (*independent variabel*) adalah variabel yang besarnya ditentukan oleh peneliti dan harganya diubah-ubah dengan metode tertentu untuk mendapatkan nilai variabel terikat dari obyek penelitian sehingga diperoleh hubungan antara keduanya. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah variasi kecepatan putaran blower pada evaporator. Adapun kecepatan blower yang digunakan adalah : 1050, 1580, 1850, 2260, 2750, 3050 rpm.
2. Variabel terikat (*dependent variabel*) adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah kapasitas pendinginan dan koefisien prestasi AC mobil.
3. Variabel terkontrol (*controlled variabel*) adalah variabel yang berfungsi sebagai pembanding yang besarnya ditentukan oleh peneliti. Dalam penelitian ini variabel terkontrol yang digunakan adalah variasi simpangan (Δx) pegas katup ekspansi. Adapun variasi Δx yang digunakan adalah 2,5; 4 dan 5 mm.

3.3. Alat-alat Penelitian

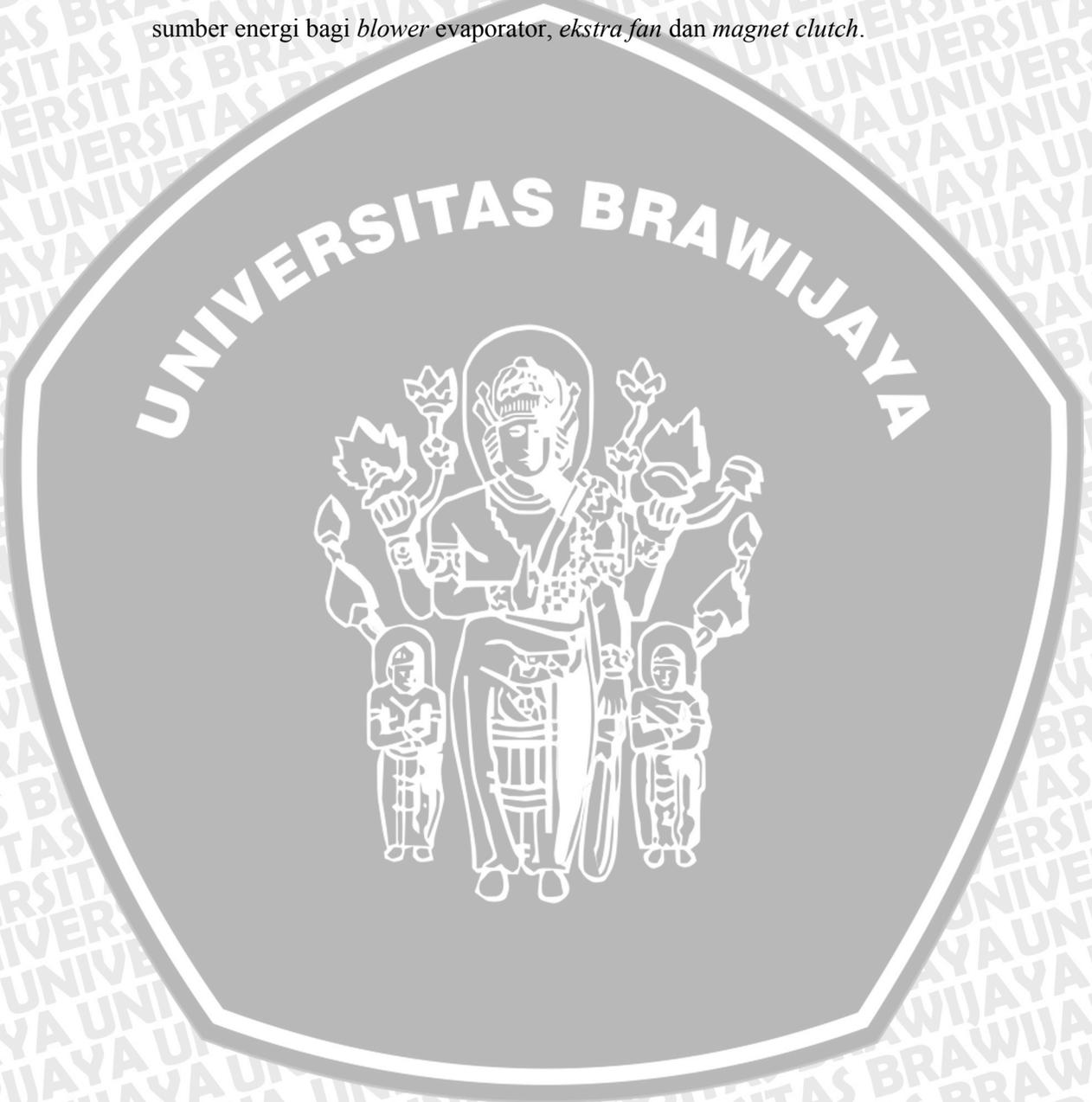
1. 1 set AC mobil merk Denso HFC-134a
 - a. Kompresor AC mobil merk denso HFC-134a.
Kompresor digunakan untuk mengkompresikan refrigeran.
 - b. Kondensor.
Kondesor berfungsi untuk melepas kalor refrigeran kelingkuangan.
 - c. Katup Ekspansi.
Katup ekspansi digunakan untuk menurunkan tekanan dari kompresor hingga mencapai tekanan evaporator.
 - d. Evaporator
Evaporator berfungsi untuk menyerap panas atau untuk proses evaporasi.
 - e. Filter Dryer
Digunakan untuk menyaring kotoran halus agar tidak menyumbat katup ekspansi.
 - f. Kipas Udara Pendingin
Kipas yang digunakan digerakkan oleh listrik dari aki.
2. Ruang Uji
Agar waktu yang dibutuhkan untuk pendingin ruangan lebih cepat maka perlunya ruangan terbatas. Ruangn dibuat dari triplek. Dimensi luas penampangnya sebesar 30 cm x 20 cm.
3. Motor Listrik
Motor listrik yang digunakan adalah motor 3 fase dengan daya 2 HP. Motor listrik sebagai penggerak kompresor.
4. Mesin Vakum Refrigeran
Berfungsi untuk mengisikan refrigeran ke dalam sistem mesin pendingin.
5. Refrigeran 134a
6. Alat Ukur sebagai berikut :
 - a. Pengukur tekanan (*pressure gauge*)
Untuk mengukur tekanan refrigeran pada instalasi AC mobil.
 - b. Termometer
Termometer digunakan untuk mengukur suhu pada ruang laboratorium suhu refrigeran pada operasi mesin AC. Merk yang dipakai ada dua yaitu Arthermo dengan sistem analog dangan jangkauan pengukuran -40°C sampai dengan 100°C serta yang kedua ialah merk Yenako,

sistem penunjuk fluida, dengan jangkauan pengukuran -20°C sampai dengan 50°C .

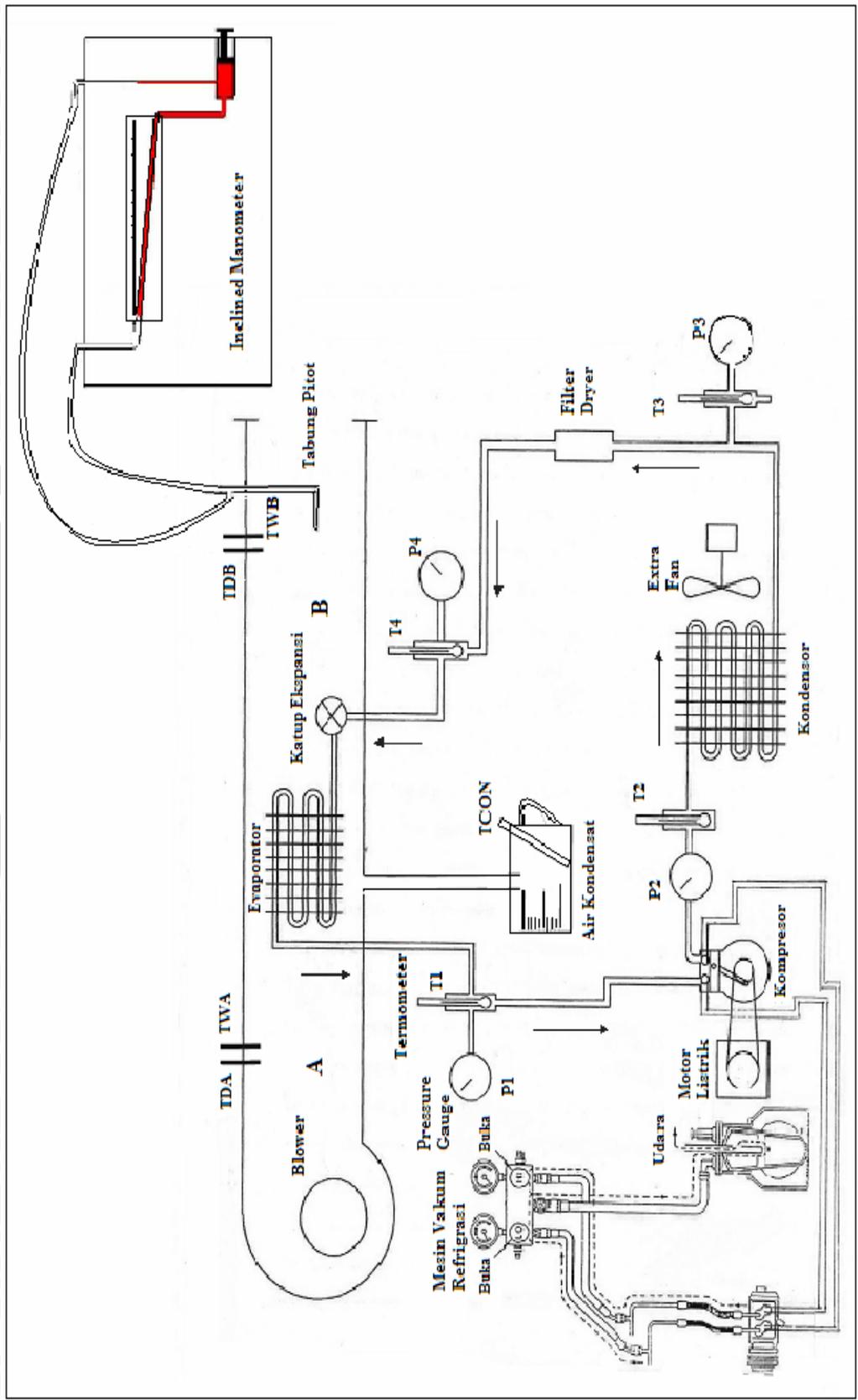
c. Manometer

7. Aki Mobil

Aki yang digunakan merk GS Astra 12 V 45 AH. Aki ini digunakan sebagai sumber energi bagi *blower* evaporator, *ekstra fan* dan *magnet clutch*.



3.4 Gambar Instalasi Penelitian



Gambar 3.1 Instalasi penelitian

Instalasi penelitian bekerja sebagai berikut :

- Proses penvakuman

Diawali dengan menghubungkan setiap selang, membuka katup tekanan rendah dan tinggi, memeriksa sistem tidak sedang dalam tekanan, menghidupkan pompa vakum, membuka katup vakum lalu tekan tombol start pada mesin vakum refrigerasi dan proses pengosongan pun dimulai dan dilanjutkan dengan proses tes kebocoran dan pengisian refrigeran.

- Siklus refrigerasi

Gas refrigeran yang masuk dikompresi dengan tekanan tinggi oleh kompresor yang menyebabkan temperatur gas menjadi tinggi, sehingga katup tekan terbuka dan katup hisap tertutup kemudian masuk kedalam kondensor, saat memasuki pipa kondensor panasnya diserap oleh udara melalui sela-sela pipa sehingga mengubah gas yang bersuhu tinggi menjadi cairan bertekanan tinggi. Pada kondensor temperatur turun dan tekanan tetap tinggi. Peredaran cairan tersebut dari kondensor menuju ke *filter dryer* dimana kotoran akan disaring dan menyerap uap air kemudian menuju katup ekspansi yang menyebabkan tekanan menjadi rendah berubah menjadi uap. Di evaporator uap diserap menjadi gas dan kembali ke kompresor sehingga terjadi sirkulasi.

- Siklus pengkondisian udara

udara yang dihasilkan pada blower dialirkan menuju evaporator kemudian ke lingkungan.

3.5 Prosedur Pelaksanaan Penelitian

Prosedur pelaksanaan dibagi menjadi 4 tahap untuk mendapatkan data yang akurat dan logis. Adapun tahapannya sebagai berikut :

1. Persiapan :

Instalasi dan seluruh alat ukur telah dipersiapkan untuk melaksanakan percobaan dan pengambilan data.

2. Menjalankan instalasi :

- a. Switch pengatur putaran blower diatur supaya ada aliran udara melalui evaporator, dan divariasikan sesuai dengan variabel bebas yang diinginkan.
- b. Kompresor dijalankan sehingga terjadi siklus refrigeran. Instalasi dibiarkan beroperasi sampai terbentuk air kondensasi pada evaporator, kemudian ditampung di dalam gelas pengukur dengan termometer.

3. Pengambilan data meliputi :

Mencatat tunjukkan dari termometer gabungan T_A ; T_B ; T_C ; T_D ; kemudian termometer T_{D1} ; T_{W1} ; T_{D2} ; T_{W2} ; tekanan manometer (P_d) serta debit kondensasi yang terbentuk di gelas penampung air kondensat. Ini dilaksanakan pada posisi swith yang divariasikan: (1050, 1580, 1850, 2260, 2750, 3050) RPM serta pegas katup ekspansi yang panjang simpangannya divariasikan: (2,5; 4; 5) mm.

4. Menghentikan operasi :

- a. Kompresor dimatikan
- b. Swith pengatur putaran blower diturunkan posisinya secara steady sampai posisi 0
- c. Matikan saklar induk
- d. Cabut steaker dari power supply

3.6 Pengambilan Data

Dalam penelitian ini dilakukan pengambilan data empirik, yaitu pengukuran temperatur udara basah dan kering yang masuk ke evaporator. Serta temperatur udara basah dan kering yang keluar dari evaporator. Menghitung debit air kondensat yang tertampung dalam gelas ukur. Serta mengukur tekanan yang ditimbulkan dengan manometer. Semua pengukuran tersebut dilakukan untuk tiap-tiap variasi kecepatan putar blower dalam satuan RPM sebagai variabel bebasnya dan juga variasi perubahan panjang katup ekspansi (Δx) sebagai variabel terkontrolnya.

3.7 Analisis Varian Dua Arah

Analisis varian dua arah digunakan untuk mengetahui ada tidaknya pengaruh variasi simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator terhadap Koefisien Prestasi. Harga variabel terikat dianggap sebagai $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \dots, \mu_n$ sehingga hipotesis penelitian dapat ditulis sebagai berikut :

H_0' : $\mu_1 \neq \mu_2 \neq \mu_3 \neq \dots \neq \mu_n$ (putaran blower evaporator memberikan pengaruh yang nyata terhadap Koefisien Prestasi)

H_0'' : $\mu_1 \neq \mu_2 \neq \mu_3 \neq \dots \neq \mu_n$ (simpangan pegas katup ekspansi memberikan pengaruh yang nyata terhadap Koefisien Prestasi)

H_1' : $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \dots = \mu_n$ (putaran blower evaporator tidak memberikan pengaruh yang nyata terhadap Koefisien Prestasi)

H_1 ” : $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \dots = \mu_n$ (simpangan pegas katup ekspansi tidak memberikan pengaruh yang nyata terhadap Koefisien Prestasi)

Setelah dilakukan perhitungan data, kemudian hasil perhitungan tersebut ditabelkan seperti pada tabel 3.3.

Tabel 3.1. Contoh tabel analisis varian dua arah

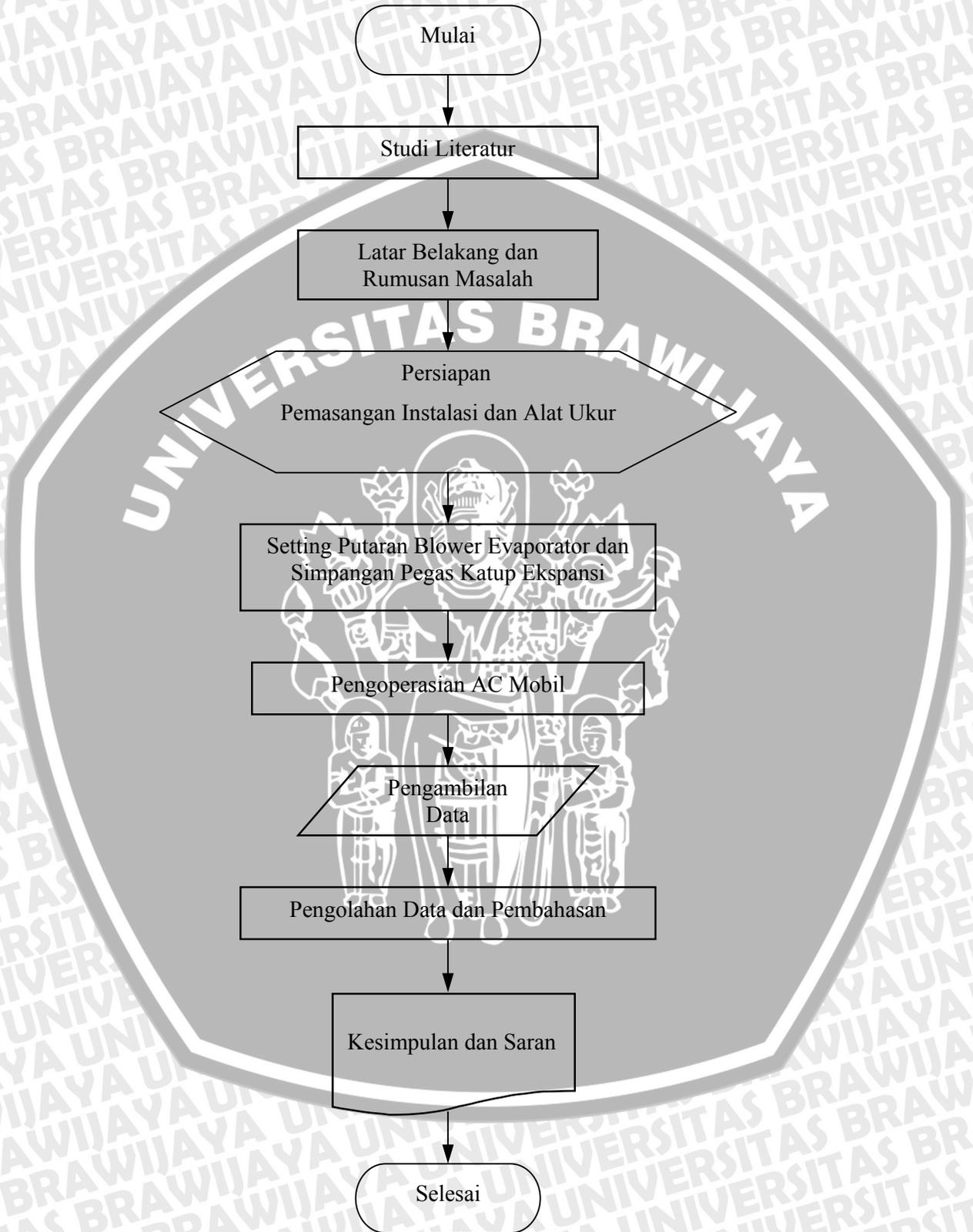
Sumber Keragaman	Derajat Bebas	Jumlah Kuadrat	Kuadrat Tengah	F_{hitung}	F_{tabel}
Nilai Tengah Baris	$r-1$	JKB	s^2_1	$f_{hitung1}$	$f_{tabel1}[\alpha, r-1, (r-1)(c-1)]$
Nilai Tengah Kolom	$c-1$	JKK	s^2_2	$f_{hitung2}$	$f_{tabel2}[\alpha, c-1, (r-1)(c-1)]$
Galat	$(r-1)(c-1)$	JKG	s^2_3	-	-
Total	$rc-1$	JKT	-	-	-

Pengujian ada tidaknya pengaruh perlakuan adalah dengan membandingkan antara F_{hitung} dengan F_{tabel} :

1. Jika $F_{hitung} > F_{tabel}$ berarti H_0 ditolak, menyatakan bahwa tidak ada perbedaan yang nyata pada Koefisien Prestasi jika putaran blower divariasikan.
2. Jika $F_{hitung} < F_{tabel}$ berarti H_0 diterima, menyatakan bahwa ada perbedaan yang nyata pada Koefisien Prestasi jika simpangan pegas katup ekspansi divariasikan.



3.8 Diagram Alir Proses Penelitian



Gambar 3.2 Diagram Alir Penelitian



BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data

4.1.1 Data Hasil Penelitian

Data hasil pengujian untuk variasi putaran blower evaporator dan simpangan pegas katup ekspansi dapat dilihat pada tabel 4.1, 4.2, dan 4.3. Adapun besarnya variasi putaran blower adalah 1050, 1580, 1850, 2260, 2750, 3050 rpm dan variasi simpangan pegas katup ekspansi sebesar 2,5; 4; 5 mm.

4.1.2. Contoh Perhitungan Data

Perhitungan data dilakukan untuk mencari nilai besaran-besaran yang diperlukan untuk menentukan koefisien prestasi dari mesin pendingin. Berikut ini akan ditunjukkan contoh perhitungan data dari hasil penelitian dengan kecepatan blower 1050 rpm untuk variasi simpangan pegas katup ekspansi sebesar 5mm:

Proses perhitungan :

a. Mencari kelembaban dan entalpi udara.

Dari data hasil pengamatan serta data olahan, kemudian menggunakan diagram psikometri, dapat ditentukan besaran-besaran sebagai berikut :

- 1) Kelembaban relatif udara sebelum melewati evaporator (ϕ_A)
- 2) Kelembaban relatif udara setelah melewati evaporator (ϕ_B)
- 3) entalpi udara sebelum melewati evaporator (h_A)
- 4) entalpi udara sesudah melewati evaporator (h_B)

Besaran yang didapat dari diagram psikometri berdasarkan data yaitu:

$$\phi_A = 57,4 \%$$

$$\phi_B = 91,4 \%$$

$$h_A = 73,1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_B = 34,8 \text{ kJ/kg}$$

b. Perhitungan massa alir udara yang keluar dari evaporator pada ujung air duct.

Untuk menghitung massa alir digunakan rumus kontinuitas, yaitu:

$$\dot{m}_B = \rho_B \times V_B \times A_B$$

dengan:

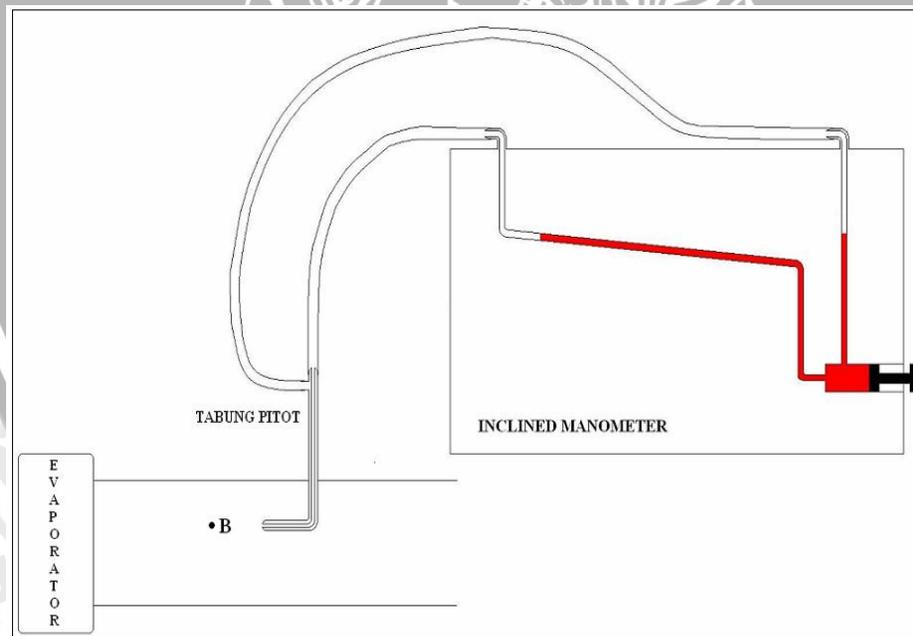
$$\rho_B = \frac{P_B}{R \times (T_{DB} + 273)}$$

dan rumus kecepatan aliran fluida kompresibel melalui duct di B dengan menggunakan tabung pitot adalah:

$$V_B = C \times \sqrt{2 \times g \times \left(\frac{\rho_{\text{minyak}} \times g \times z}{\rho_{\text{udara}} \times g} \right)} = C \times \sqrt{2 \times g \times \frac{SG_{\text{minyak}} \times \rho_{\text{air}} \times g \times z}{\rho_{\text{udara}} \times g}}$$

dimana:

- P_B = tekanan udara absolut pada titik B (N/m²)
- R = konstanta tetapan gas (J/kg.K)
- T_{DB} = temperatur udara kering pada titik B (K)
- A_B = luas penampang lintang pada titik B (m²)
- V_B = kecepatan aliran udara pada titik B (m/s)
- C = konstanta tabung pitot yang besarnya 0,85
- g = percepatan gravitasi (m/s²)
- ρ_{minyak} = massa jenis minyak pengisi manometer (kg/m³)
- z = ketinggian kolom minyak manometer (m_{kolom minyak})
- ρ_{udara} = massa jenis udara (kg/m³)



Gambar 4.1 Penampang melintang pada duct B

Maka:

- $A_B = 31,7 [cm] \times 9,3 [cm] = 294,81 [cm^2] = 0,029481 [m^2]$

$$\begin{aligned} \bullet \rho_B &= \frac{P_B}{R \times (T_{DB} + 273)} \\ &= \frac{1,01325 \times 10^5 [N/m^2]}{287 [J/kg \cdot K] \times (13,1 + 273) [K]} \\ &= 1,234 [kg/m^3] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bullet V_B &= C \times \sqrt{2 \times g \times \left(\frac{\rho_{\min yak} \times g \times z}{\rho_{udara} \times g} \right)} = C \times \sqrt{2 \times g \times \frac{SG_{\min yak} \times \rho_{air} \times g \times z}{\rho_{udara} \times g}} \\ &= 0,85 \times \sqrt{2 \times 9,81 \times \frac{0,826 \times 1000 \times 9,81 \times 1,5 / 1000 \times \sin 3,75}{1,234 \times 9,81}} \\ &= 0,9594 [m/s] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bullet \dot{m}_B &= \rho_B \times V_B \times A_B = 1,234 [kg/m^3] \times 0,9594 [m/s] \times 0,0295 [m^2] \\ &= 0,0349 [kg/s] \end{aligned}$$

c. Perhitungan massa alir dan entalpi air kondensasi.

Untuk menghitung massa alir air kondensasi yang terbentuk dalam gelas ukur digunakan rumus :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CON} &= \rho \times A_{CON} \times V_{CON} \\ &= \rho \times Q_{CON} \end{aligned}$$

diketahui:

$$\begin{aligned} Q_{CON} &= 85.2 \text{ mL}/5 \text{ menit} = 2,840 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s} \\ T_{CON} &= 23,7 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Maka:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CON} &= \rho \times Q_{CON} \\ &= 1000 [kg/m^3] \times 2,840 \times 10^{-7} [m^3/s] \\ &= 2,840 \times 10^{-4} [kg/s] \end{aligned}$$

Untuk menghitung entalpi air kondensasi yang terbentuk dalam gelas ukur digunakan rumus:

$$h_{CON} = c_p \times T_{CON}$$

Dari tabel A-9 (Holman) dengan nilai $T_{CON} = 23,7 \text{ }^\circ\text{C}$ didapatkan nilai $c_p = 4,179 \text{ kJ/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\begin{aligned}
 h_{CON} &= c_p \times T_{CON} \\
 &= 4,179 [\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}] \times 23,7 [^\circ\text{C}] \\
 &= 99,121 [\text{kJ/kg}]
 \end{aligned}$$

d. Perhitungan massa alir udara sebelum ke evaporator.

Untuk menghitung massa alir udara sebelum ke evaporator, digunakan hukum persamaan kontinuitas yang menyatakan bahwa massa di dalam suatu sistem adalah tetap atau konstan terhadap waktu, sehingga:

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B + \dot{m}_{CON}$$

maka massa alir udara sebelum ke evaporator dapat diperoleh:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_A &= \dot{m}_B + \dot{m}_{CON} \\
 &= 0,0349 [\text{kg/det}] + 2,840 \times 10^{-4} [\text{kg/det}] \\
 &= 0,0352 [\text{kg/det}]
 \end{aligned}$$

e. Kondisi refrigeran di setiap titik.

Dari penelitian diperoleh data sebagai berikut:

$P_1 = 0,2 \text{ Bar}$	$T_1 = 27,1 \text{ }^\circ\text{C}$
$P_2 = 10,9 \text{ Bar}$	$T_2 = 80,9 \text{ }^\circ\text{C}$
$P_3 = 10,2 \text{ Bar}$	$T_3 = 32,7 \text{ }^\circ\text{C}$
$P_4 = 0,2 \text{ Bar}$	$T_4 = -2,1 \text{ }^\circ\text{C}$

Dari P-h diagram R-134a, diperoleh entalpi refrigeran pada masing-masing titik:

$h_1 = 426,117 \text{ kJ/kg}$	$h_3 = 245,715 \text{ kJ/kg}$
$h_2 = 461,431 \text{ kJ/kg}$	$h_4 = 245,715 \text{ kJ/kg}$

f. Perhitungan kapasitas pendinginan

Untuk menghitung kapasitas pendinginan digunakan rumus kesetimbangan energi, sebagai berikut:

$$Q_{ref} = \left(\dot{m}_A \times h_A \right) - \left(\left(\dot{m}_B \times h_B \right) + \left(\dot{m}_{CON} \times h_{CON} \right) \right)$$

Maka kapasitas pendinginan dapat dihitung sebagai berikut:

$$Q_{ref} = \left(\dot{m}_A \times h_A \right) - \left(\left(\dot{m}_B \times h_B \right) + \left(\dot{m}_{CON} \times h_{CON} \right) \right)$$

$$\begin{aligned}
 &= \left(0,0352 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \times 73,1 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \right) - \left(\left(0,0349 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \times 34,8 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \right) + \left(2,840 \times 10^{-4} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \times 99,121 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \right) \right) \\
 &= 1,327 [\text{kW}]
 \end{aligned}$$

g. Perhitungan massa alir refrigeran

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{ref}}{(h_1 - h_4)}$$

Maka massa alir refrigeran dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{ref} &= \frac{Q_{ref}}{(h_1 - h_4)} \\
 &= \frac{1,327 [\text{kW}]}{(426,117 [\text{kJ/kg}] - 245,715 [\text{kJ/kg}])} \\
 &= 7,357 \times 10^{-3} [\text{kg/det}]
 \end{aligned}$$

h. Perhitungan daya kompresor

$$P_{kompresor} = \dot{m}_{ref} \times (h_2 - h_1)$$

Maka daya kompresor dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 P_{kompresor} &= \dot{m}_{ref} \times (h_2 - h_1) \\
 &= 7,357 \times 10^{-3} [\text{kg/det}] \times (461,431 [\text{kJ/kg}] - 426,117 [\text{kJ/kg}]) \\
 &= 0,260 [\text{kW}]
 \end{aligned}$$

i. Perhitungan Koefisien Prestasi (KP)

$$\begin{aligned}
 KP &= \frac{Q_{ref}}{N_{kompresor}} \\
 &= \frac{1,327 [\text{kW}]}{0,260 [\text{kW}]} \\
 &= 5,109
 \end{aligned}$$

Tabel 4.1 Data Hasil Pengujian variasi simpangan pegas katup ekspansi 2,5 mm

<i>Putaran Blower</i>	<i>TDA</i>	<i>TWA</i>	<i>TDB</i>	<i>TWB</i>	<i>TCON</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>T1</i>	<i>T2</i>	<i>T3</i>	<i>T4</i>	<i>Q_{CON}</i>	<i>z/sina</i>
(rpm)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(Bar)	(Bar)	(Bar)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(ml/5men)	(mm)
1050	31,1	24,9	13,0	12,0	23,1	1,2	12,0	11,3	26,6	96,0	34,4	-1,5	99,8	1,5
1580	30,9	24,7	17,2	16,0	21,9	1,2	12,2	11,5	28,0	95,5	34,5	-1,3	84,2	2,0
1850	30,8	24,3	19,0	16,8	22,4	1,2	12,2	11,5	28,2	95,5	34,4	0,733	101,9	3,1
2260	30,7	24,3	20,7	18,0	22,8	1,2	12,3	11,7	28,4	95,8	34,2	-0,5	113,6	4,2
2750	30,6	24,3	21,2	19,0	23,2	1,2	12,3	11,7	28,6	96,5	34,2	-0,2	105,6	5,5
3050	30,3	24,3	22,2	19,6	23,1	1,2	12,3	11,7	28,8	96,2	34,6	0	111,1	6,0

Tabel 4.2 Data Hasil Pengujian variasi simpangan pegas katup ekspansi 4 mm

<i>Putaran Blower</i>	<i>TDA</i>	<i>TWA</i>	<i>TDB</i>	<i>TWB</i>	<i>TCON</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>T1</i>	<i>T2</i>	<i>T3</i>	<i>T4</i>	<i>QCON</i>	<i>z/sina</i>
(rpm)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(Bar)	(Bar)	(Bar)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(ml/5men)	(mm)
1050	31,0	24,7	12,9	12,1	24,6	1,2	12,0	11,5	27,7	91,4	34,2	-1,7	94,3	1,5
1580	30,9	24,3	17,2	16,3	23,9	1,2	12,0	11,5	28,6	92,4	34,4	-1,367	70,1	2,0
1850	30,8	24,3	19,2	17,2	23,6	1,2	12,0	11,5	29,0	92,6	34,4	-0,7	93,3	3,0
2260	30,6	24,3	21,2	18,4	23,9	1,2	12,0	11,5	29,5	92,4	34,0	-0,4	107,7	4,0
2750	30,6	24,3	21,3	19,5	24,1	1,2	12,0	11,5	30,0	92,8	34,1	-0,2	86,8	5,2
3050	30,3	24,3	22,3	20,2	24,1	1,2	12,0	11,5	30,1	93,2	34,2	0	90,1	6,0

Tabel 4.3 Data Hasil Pengujian variasi simpangan pegas katup ekspansi 5 mm

<i>Putaran Blower</i>	<i>TDA</i>	<i>TWA</i>	<i>TDB</i>	<i>TWB</i>	<i>TCON</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>T1</i>	<i>T2</i>	<i>T3</i>	<i>T4</i>	<i>QCON</i>	<i>z/sina</i>
(rpm)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(Bar)	(Bar)	(Bar)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(ml/5men)	(mm)
1050	31,1	24,3	13,1	12,3	23,7	1,2	11,9	11,2	27,1	80,9	32,7	-2,1	85,8	1,5
1580	30,9	24,3	17,3	16,3	23,5	1,2	11,9	11,2	28,2	81,3	32,8	-1,3	71,2	2,0
1850	30,9	24,3	19,3	17,8	23,5	1,2	12,0	11,2	28,4	82,4	32,8	-0,8	78,8	3,0
2260	30,6	24,3	20,6	18,9	23,5	1,2	11,9	11,2	28,6	81,1	32,4	-0,4	82,1	4,0
2750	30,6	24,3	21,3	19,9	23,5	1,2	11,8	11,2	28,8	80,4	32,2	-0,2	70,0	5,0
3050	30,3	24,3	22,4	20,3	23,5	1,2	11,8	11,2	28,8	80,4	32,1	0,0	89,4	6,1

Penjelasan notasi:

rpm = satuan kecepatan blower yang dihasilkan oleh alat penelitian

T_{DA} = temperatur bola kering sebelum ke evaporator ($^{\circ}C$)

T_{WA} = temperatur bola basah sebelum ke evaporator ($^{\circ}C$)

T_{DB} = temperatur bola kering setelah dari evaporator ($^{\circ}C$)

T_{WB} = temperatur bola basah setelah dari evaporator ($^{\circ}C$)

T_{CON} = temperatur air kondensat ($^{\circ}C$)

anan refrigeran keluar evaporator (MPa)

P_2 = tekanan refrigeran masuk kondensor (MPa)

P_3 = tekanan refrigeran keluar kondensor (MPa)

T_1 = temperatur refrigeran keluar evaporator ($^{\circ}C$)

T_2 = temperatur refrigeran masuk kondensor ($^{\circ}C$)

T_3 = temperatur refrigeran keluar kondensor ($^{\circ}C$)

T_4 = temperatur refrigeran masuk evaporator ($^{\circ}C$)

Q_{CON} = debit air kondensat (m^3/det)

$z/sina$ = perbedaan tekanan yang ditunjukkan *inclined manometer* (mm)

4.1.3 Data Hasil Perhitungan

Data hasil perhitungan selengkapnya ditunjukkan pada Tabel Data Hasil Perhitungan di Lampiran 1, Lampiran 2, dan Lampiran 3

4.1.4 Perhitungan Statistik

Berikut ini adalah nilai dari seluruh koefisien prestasi dengan berbagai variasi simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator.

Tabel 4.4 Nilai koefisien prestasi dengan berbagai variasi simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator

rpm	Simpangan Pegas Katup Ekspansi			Total
	2,5mm	4mm	5mm	
1050	3,510811032	3,892377814	5,108512205	12,51170105
1580	3,609188512	3,904258378	5,2190712	12,73251809
1850	3,633089828	3,884534159	5,139005325	12,65662931
2260	3,608654728	3,952026138	5,332689437	12,8933703
2750	3,615768741	3,965932162	5,423574822	13,00527572
3050	3,596167535	3,993321205	5,428473872	13,01796261
Total	21,57368038	23,59244986	31,65132686	76,81745709

Berdasarkan data di atas maka dilakukan perhitungan analisis varian dua arah untuk mengetahui pengaruh simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator terhadap koefisien prestasi. Apabila f_{hitung} yang diperoleh lebih besar dari nilai f_{tabel} berarti simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator tidak berpengaruh terhadap koefisien prestasi. Sedangkan bila f_{hitung} yang diperoleh lebih kecil dari nilai f_{tabel} berarti simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator berpengaruh terhadap koefisien prestasi.

Perhitungan analisis varian dua arahnya adalah sebagai berikut:

1. Jumlah seluruh perlakuan

$$\sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c Y_{ij} = 76,817457$$

2. Standar deviasi

$$\sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c Y_{ij}^2 = 1321,116694$$

3. Faktor koreksi (fk)

$$fk = \frac{\left(\sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c Y_{ij} \right)^2}{rc} = \frac{(76,817457)^2}{18} = 327,828984$$

4. Jumlah Kuadrat Baris (JKB)

$$JKB = \frac{\sum_{i=1}^r \left(\sum_{j=1}^c Y_{ij} \right)^2}{c} - fk = \frac{983,693491}{3} - 327,828984 = 0,068846$$

5. Jumlah Kuadrat Kolom (JKK)

$$JKK = \frac{\sum_{j=1}^c \left(\sum_{i=1}^r Y_{ij} \right)^2}{r} - fk = \frac{2023,833867}{6} - 327,828984 = 9,476660$$

6. Jumlah Kuadrat Total (JKT)

$$JKT = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c Y_{ij}^2 - fk = 1321,116694 - 327,828984 = 993,287710$$

7. Jumlah Kuadrat Galat (JKG)

$$JKG = JKT - JKB - JKK = 933,287710 - 0,068846 - 9,476660 = 983,742204$$

8. Kuadrat Tengah Baris (s^2_1)

$$s^2_1 = \frac{JKB}{r-1} = \frac{0,068846}{6-1} = 0,013769$$

9. Kuadrat Tengah Kolom (s^2_2)

$$s^2_2 = \frac{JKK}{c-1} = \frac{9,476660}{2} = 4,738330$$

10. Kuadrat Tengah Galat (s^2_3)

$$s^2_3 = \frac{JKG}{(r-1)(c-1)} = \frac{983,742204}{10} = 98,374220$$

11. f_{hitung}

$$f_{hitung1} = \frac{s^2_1}{s^2_3} = \frac{0,013769}{98,374220} = 0,000140$$

$$f_{hitung2} = \frac{s^2_2}{s^2_3} = \frac{4,738330}{98,374220} = 0,048166$$

Dengan menentukan tingkat kesalahan (α) sebesar 5% maka dari tabel Nilai Kritik Sebaran F (Walpole, 1995:473) diperoleh nilai f_{tabel} sebagai berikut:

$$f_{tabel1} = [\alpha; r-1; (r-1)(c-1)] = f_{tabel1}[0,05; 5; 10] = 3,33$$

$$f_{tabel2} = [\alpha; c-1; (r-1)(c-1)] = f_{tabel2}[0,05; 2; 10] = 4,10$$

Dari hasil perhitungan di atas, dapat disusun dalam sebuah tabel seperti di bawah ini:

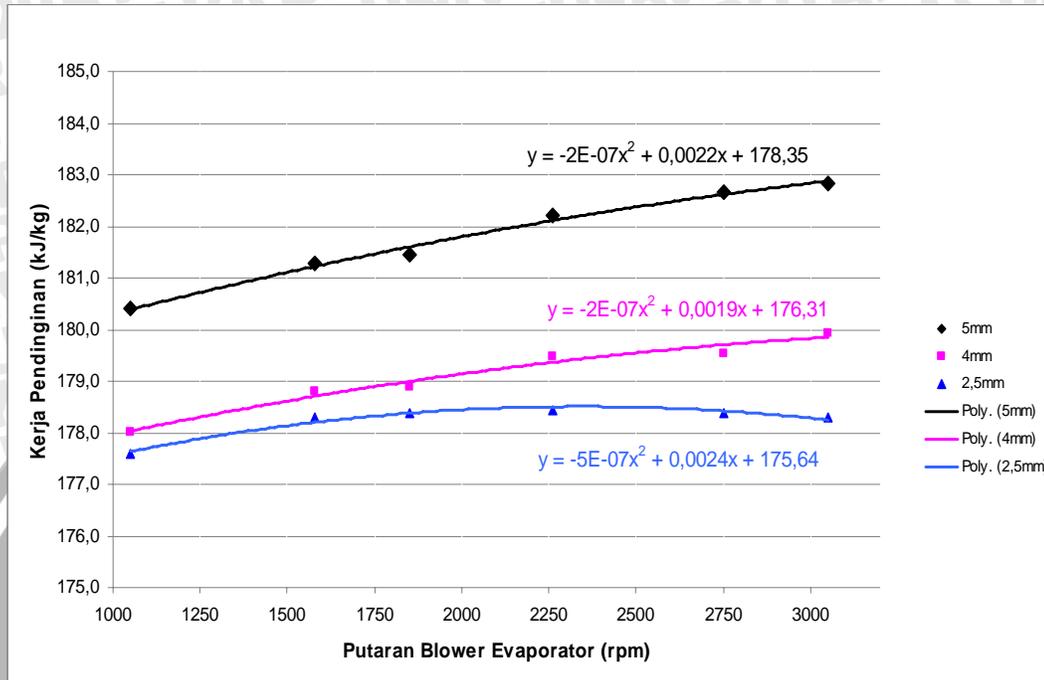
Tabel 4.5 Analisis varian dua arah

Sumber Keragaman	Derajat Bebas	Jumlah Kuadrat	Kuadrat Tengah	F_{hitung}	F_{tabel}
Nilai Tengah Baris	5	0,068846	0,013769	0,000140	3,33
Nilai Tengah Kolom	2	9,476660	4,738330	0,048166	4,10
Galat	10	983,742204	98,374220	-	-
Total	17	993,287710	-	-	-

Dari hasil perhitungan di atas terlihat bahwa $f_{hitung1} < f_{tabel1}$, dan $f_{hitung2} < f_{tabel2}$, maka H_0' dan H_0'' diterima sedangkan H_1' dan H_1'' ditolak yang berarti simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator mempunyai pengaruh terhadap Koefisien Prestasi AC mobil dengan resiko kesalahan sebesar 5%.

4.2. Pembahasan

4.2.1. Pengaruh Simpangan Pegas Katup Ekspansi dan Putaran Blower Evaporator terhadap Kerja Pendinginan.



Gambar 4.2 Grafik pengaruh simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator terhadap kerja pendinginan.

Grafik pada gambar 4.2 di atas menunjukkan adanya pengaruh simpangan pegas katup ekspansi dan juga putaran blower evaporator terhadap kerja pendinginan. Pada grafik tersebut terlihat bahwa pada putaran blower yang sama, semakin besar simpangan pegas katup ekspansi maka kerja pendinginannya juga semakin besar. Hal ini dikarenakan semakin besar simpangan pegas katup ekspansi maka gaya pegas yang dihasilkan juga semakin besar. Berdasarkan persamaan gaya pegas ($F_{pegas} = k \Delta x$), semakin besar simpangan pegas (Δx) maka gaya pegas (F_{pegas}) yang dihasilkan akan semakin besar. Dengan semakin besarnya gaya pegas katup ekspansi, maka tekanan pegas (P_p) juga meningkat. Dengan meningkatnya tekanan pegas maka dibutuhkan tekanan yang semakin besar pula untuk melawan tekanan pegas tersebut agar refrigeran dapat mengalir melalui katup ekspansi. Dari persamaan $P_t = P_p + P_e$, semakin besar tekanan pegas (P_p), maka pegas katup ekspansi akan lebih sulit terbuka sehingga refrigeran yang masuk ke dalam evaporator lebih sedikit, sehingga temperatur refrigeran keluar evaporator akan menjadi lebih tinggi. Temperatur refrigeran yang lebih tinggi,

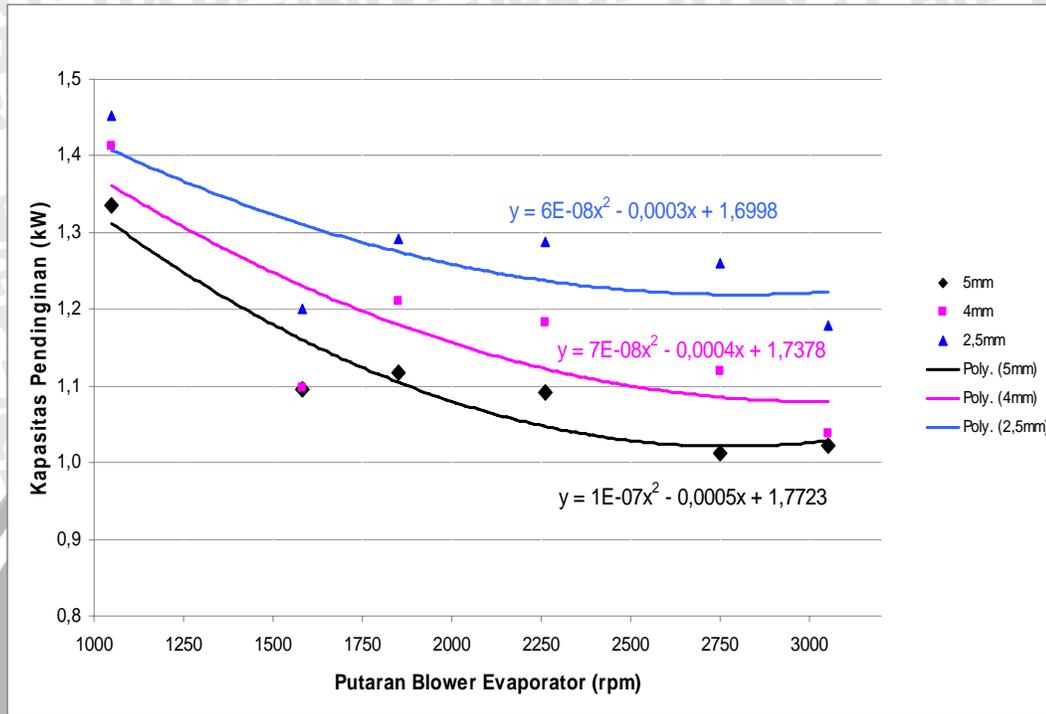
akan menyebabkan temperatur dan tekanan cairan termostat (P_t) juga semakin besar. Jadi pada intinya, semakin besar simpangan pegas katup ekspansi maka akan menyebabkan massa alir refrigeran menjadi lebih kecil. Dengan demikian temperatur keluar evaporator (T_l) lebih besar, sehingga entalpi refrigeran keluar evaporator (h_l) juga lebih besar. Oleh sebab itu, kerja pendinginannya juga akan semakin besar.

Pada gambar 4.2 dapat dilihat bahwa semakin besar putaran blower, maka kerja pendinginan juga semakin besar. Semakin besar putaran blower akan mengakibatkan meningkatnya massa alir udara masuk evaporator sehingga meningkatkan kecepatan aliran udara. Berdasarkan persamaan bilangan *Reynold* ($Re = \frac{V \cdot \delta}{\nu}$), untuk nilai panjang karakteristik geometri (δ) dan viskositas kinematik (ν) yang sama didapatkan bahwa meningkatnya kecepatan aliran (V) akan meningkatkan bilangan *Reynold*. Semakin besar bilangan *Reynold* maka semakin besar pula bilangan *Nusselt* ($N_u = C \cdot (Re^n) \cdot (Pr^m)$). Semakin besar bilangan *Nusselt* maka koefisien perpindahan panas konveksi di luar pipa evaporator h_o semakin besar. Hal ini diperkuat dengan

$$\text{rumus: } N_u = \frac{h_o \cdot x}{k}$$

Dalam kajian ilmu perpindahan panas pada alat penukar kalor (evaporator) didapat persamaan: $q = U \cdot A \cdot \Delta T_m$. Nilai U sangat dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas konveksi di permukaan pipa evaporator bagian luar h_o . Semakin besar koefisien perpindahan panas konveksi maka semakin besar pula nilai U (koefisien perpindahan panas menyeluruh). Akhirnya dengan semakin besar U , maka laju perpindahan panas pada alat penukar kalor semakin meningkat. Dalam hal ini laju penyerapan kalor yang dilakukan oleh evaporator mengakibatkan naiknya suhu keluar evaporator, sehingga meningkatkan kalor laten penguapan refrigeran.

4.2.2. Pengaruh Simpangan Pegas Katup Ekspansi dan Putaran Blower Evaporator terhadap Kapasitas Pendinginan.



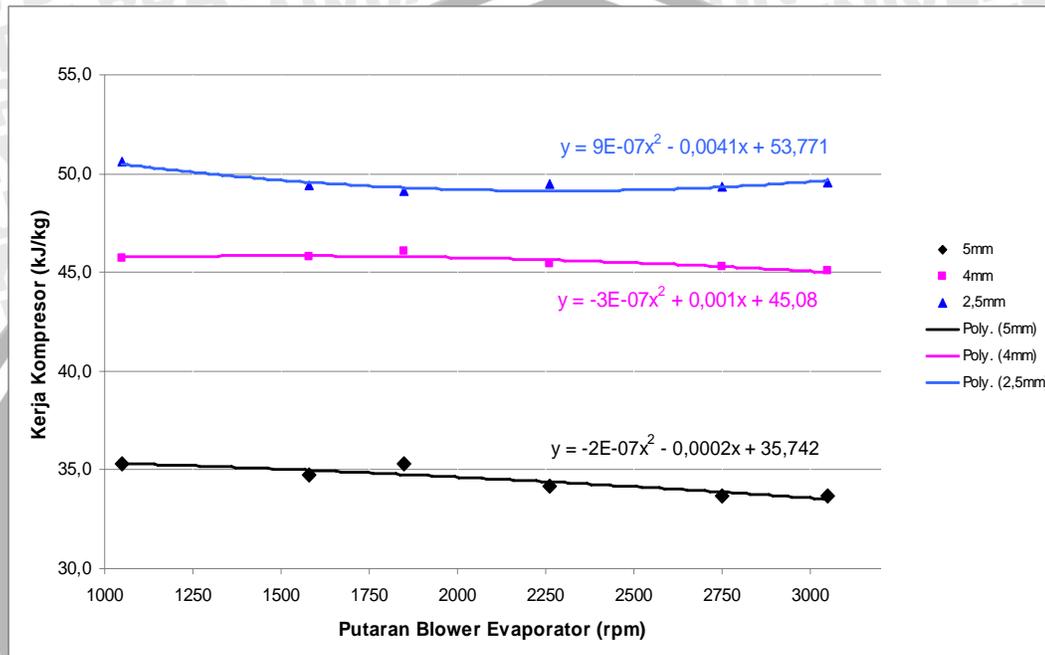
Gambar 4.3 Grafik pengaruh simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator terhadap kapasitas pendinginan.

Grafik pada gambar 4.3 terlihat bahwa pada putaran blower yang sama, semakin besar simpangan pegas katup ekspansi maka kapasitas pendinginannya akan semakin kecil. Hal ini dikarenakan, semakin besar simpangan pegas katup ekspansi maka massa alir refrigeran yang melewati evaporator akan semakin kecil, sehingga akan memperkecil kapasitas pendinginan. Dimana besarnya massa alir ini dapat diperoleh dari rumus $Q_1 = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)$.

Dari grafik pada gambar 4.3 tersebut dapat pula dinyatakan bahwa semakin besar putaran blower evaporator maka kapasitas pendinginan akan semakin kecil. Hal ini disebabkan karena semakin besar putaran blower evaporator maka massa alir udara yang dilewatkan melalui evaporator menjadi lebih besar. Sedangkan massa alir refrigeran cenderung konstan. Sehingga dengan demikian jika putaran blower evaporator semakin besar, maka kalor dari udara yang tidak terserap oleh refrigeran menjadi semakin besar. Hal ini menyebabkan temperatur udara setelah melewati evaporator menjadi lebih tinggi. Sehingga entalpi udara setelah melewati evaporator

menjadi lebih tinggi. Kenaikan entalpi udara setelah evaporator ini akan menyebabkan kapasitas pendinginan menurun.

4.2.3. Pengaruh Simpangan Pegas Katup Ekspansi dan Putaran Blower Evaporator terhadap Kerja Kompresor.

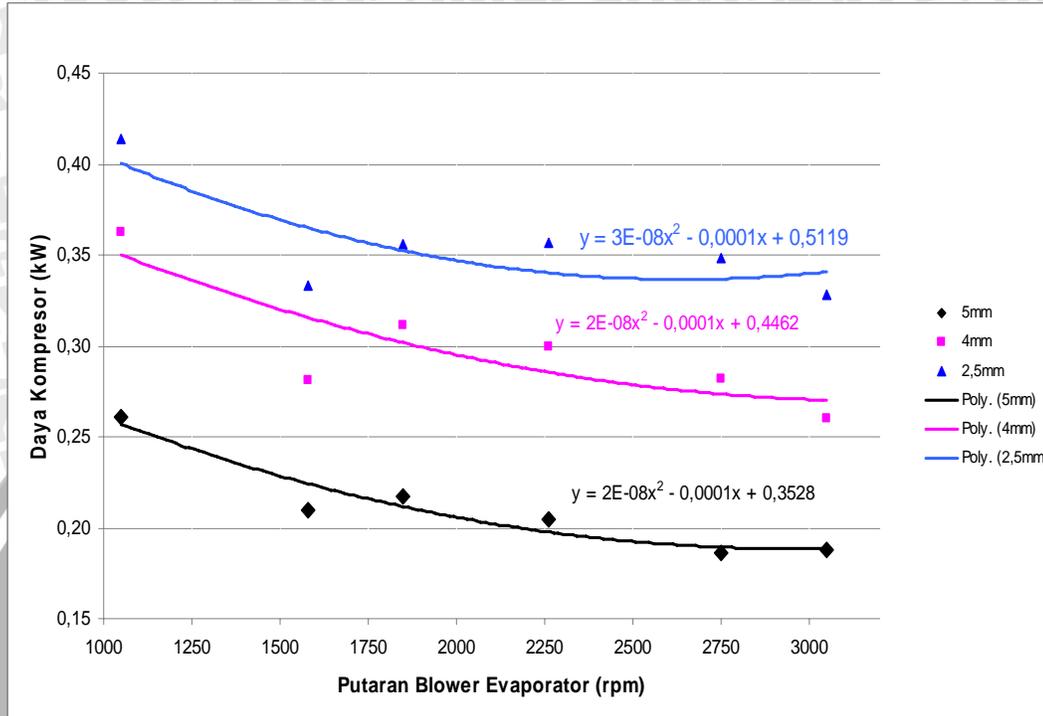


Gambar 4.4 Grafik pengaruh simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator terhadap kerja kompresor.

Grafik pada gambar 4.4 di atas menunjukkan adanya pengaruh simpangan pegas katup ekspansi dan juga putaran blower evaporator terhadap kerja kompresor. Pada grafik tersebut terlihat bahwa pada putaran blower yang sama, semakin besar simpangan pegas katup ekspansi maka kerja kompresornya akan semakin kecil. Hal ini disebabkan semakin besar simpangan pegas katup ekspansi, maka massa alir refrigeran semakin kecil dan beda entalpi refrigeran antara sesudah dan sebelum kompresor lebih kecil.

Pada grafik di atas terlihat bahwa semakin besar putaran blower evaporator, kerja kompresor cenderung semakin kecil. Dari pembahasan sebelumnya didapatkan bahwa semakin besar laju penyerapan kalor yang dilakukan oleh evaporator maka akan meningkatkan kalor laten penguapan refrigeran. Untuk nilai kerja pemanasan oleh kondensor yang diasumsikan sama (karena menggunakan putaran extra-fan yang sama pada variasi putaran blower), maka semakin besar kerja pendinginan akan menyebabkan nilai kerja kompresor semakin kecil.

4.2.4. Pengaruh Simpangan Pegas Katup Ekspansi dan Putaran Blower Evaporator terhadap Daya Kompresor.



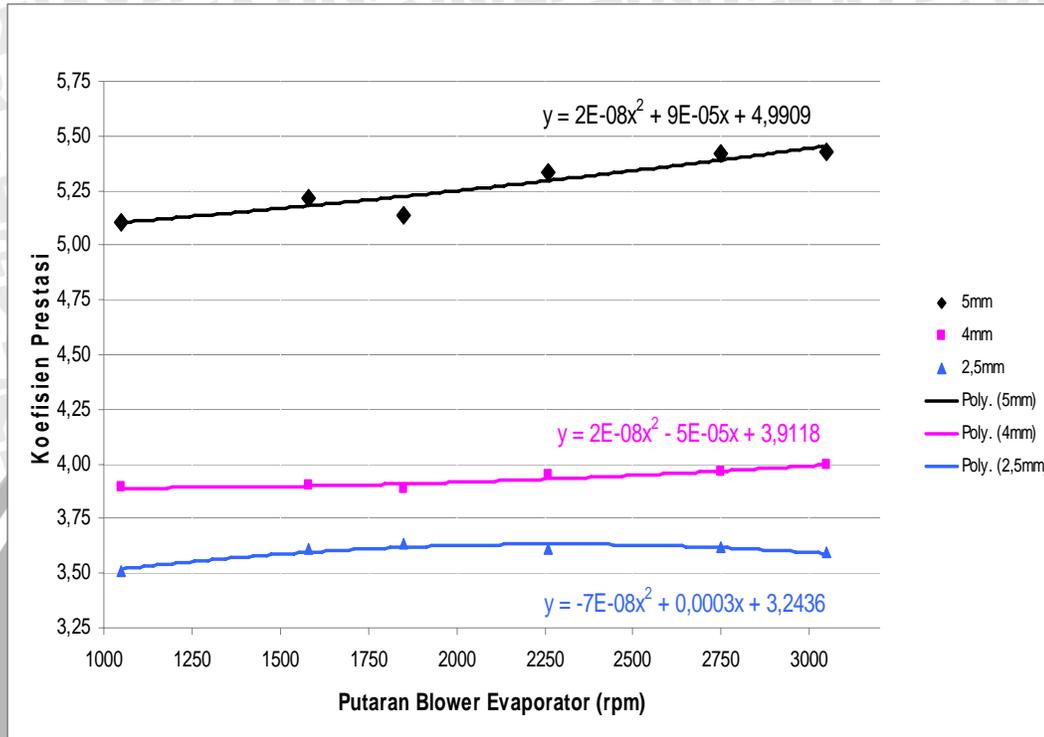
Gambar 4.5 Grafik pengaruh simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator terhadap daya kompresor.

Grafik pada gambar 4.5 terlihat bahwa pada putaran blower yang sama, semakin besar simpangan pegas katup ekspansi maka daya kompresornya akan semakin kecil. Hal ini dikarenakan, semakin besar simpangan pegas katup ekspansi maka massa alir refrigeran yang melewati evaporator akan semakin kecil, sehingga akan memperkecil daya kompresor. Dimana besarnya massa alir ini dapat diperoleh dari rumus

$$P = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1).$$

Pada grafik di atas juga terlihat bahwa semakin besar putaran blower evaporator, daya kompresor cenderung semakin kecil. Dari pembahasan sebelumnya didapatkan bahwa semakin besar laju penyerapan kalor yang dilakukan oleh evaporator maka akan meningkatkan kalor laten penguapan refrigeran. Untuk nilai daya pemanasan oleh kondensor yang diasumsikan sama (karena menggunakan putaran extra-fan yang sama pada variasi putaran blower), maka semakin besar kerja pendinginan akan menyebabkan nilai daya kompresor semakin kecil.

4.2.5. Pengaruh Simpangan Pegas Katup Ekspansi dan Putaran Blower Evaporator terhadap Koefisien Prestasi.



Gambar 4.6 Grafik pengaruh simpangan pegas katup ekspansi dan putaran blower evaporator terhadap koefisien prestasi.

Pada grafik pada gambar 4.6 terlihat bahwa pada putaran blower yang sama, semakin besar simpangan pegas katup ekspansi maka koefisien prestasinya akan semakin besar. Hal ini sesuai dengan rumus koefisien prestasi ($KP = \frac{Q_1}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$).

Dimana semakin besar simpangan pegas katup ekspansi mengakibatkan nilai kerja pendinginan (h_1-h_4) semakin besar dan kerja kompresor (h_2-h_1) akan semakin kecil. Sehingga semakin besar simpangan pegas katup ekspansi maka koefisien prestasi juga akan semakin besar.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

Simpangan pegas katup ekspansi yang divariasikan memberikan pengaruh yang jelas terhadap Kapasitas Pendinginan dan Koefisien Prestasi (KP) AC mobil, pada berbagai variasi kecepatan putaran evaporator, yang dijabarkan sebagai berikut:

- Kapasitas Pendinginan tertinggi yaitu 1,452 kW dengan simpangan pegas katup ekspansi sebesar 2,5 mm pada putaran blower 1050 rpm. Sedangkan Kapasitas Pendinginan terkecil yaitu 1,011 kW dengan dengan simpangan pegas katup ekspansi sebesar 5 mm pada putaran blower 2750 rpm
- Koefisien Prestasi (KP) tertinggi yaitu 5,428 dengan simpangan pegas katup ekspansi sebesar 5 mm pada putaran blower 3050 rpm. Sedangkan Koefisien Prestasi (KP) terkecil yaitu 3,511 dengan dengan simpangan pegas katup ekspansi sebesar 2,5 mm pada putaran blower 1050 rpm.

5.2 Saran

1. Pada penelitian selanjutnya dapat digunakan alat ukur temperature dengan *ADC* dan *digital pressure gauge* untuk memperoleh data yang lebih akurat.
2. Pada penelitian selanjutnya dapat digunakan motor penggerak kompresor dengan daya yang lebih besar.
3. Pada penelitian lebih lanjut dapat menggunakan tambahan instalasi seperti *superheater*, *preheater* dan *reheater*.

DAFTAR PUSTAKA

- Anderson, Edwin; 1984: *Air conditioning*; Home and Commercial the Tobbs- Merrill Co. Inc, New York.
- Arismunandar, Wiranto.W dan Sito, Heizo; 1981: *Penyegaran Udara*; P.T. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Caarier Air Conditioner Company; 1995: *Handbook of Air Conditioner System Design*; Mc Graw Hill Inc, United Stated of America.
- Cengel, Yunus A; 2002: *Heat Transfer Practical Approach*; Mc. Grow Hill, Ltd, New York.
- Daryanto; 2006: *Teknik Air Conditioning (AC) Mobil*; CV. Yrama Widya, Bandung.
- Holman, J. P; 1984: *Perpindahan Kalor (Heat Transfer)*; Terj. Ir. E. Jasfi M.SC; Erlangga, Jakarta.
- Nainggolan, W. S; 1976: *Termodinamika (Teori dan Soal Penyelesaian)*; Armico, Bandung.
- Nippondenso; 2000: *Buku Pedoman Dasar Pengetahuan AC mobil*.
- Nugroho, Bejo; 2002: *Kajian Eksperimental Pemakaian Fluida Kerja R-12 dan LPG pada AC Mobil dengan Variasi Isian dan Putaran Kompresor*.
- Pudjanarsa, Astu dan Nursuhaid, Djati; 2006: *Mesin Konversi Energi*; Andi; Jogjakarta.
- Stoecker, W. F., dan Jones, S. W; 1996: *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*; Terj. Supratman Hara; Erlangga, Jakarta.
- VEDC; 2000: *Modul Pelatihan Otomotif Dan AC Mobil*; Vocatinonal Education Development Center, Malang.
- www.acmobilindonesia.com
- Yawara; 2003: *Pengaruh Kenaikan Koefisien Perpindahan Kalor Kondensasi Untuk Menghasilkan Suhu Udara Yang Diinginkan*; Jakarta.
- Zemansky, Mark W., dan Sears, Francis W; 1969: *Fisika untuk Universitas 1 (Mekanika, Panas, Bunyi)*; Terj. Ir. Soedarjana, Binacipta, Jakarta.

Lampiran 1. Data Hasil Perhitungan untuk Variasi Simpangan Pegas Katup Ekspansi 2,5mm

Putaran Blower (rpm)	ϕ_A (%)	ϕ_B (%)	h_A (kJ/kg uk)	h_B (kJ/kg uk)	h_{CON} (kJ/kg uk)	h_1 (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	$\rho_{udara B}$ (kg/m ³)	\dot{m}_A (kg/det)	\dot{m}_B (kg/det)	\dot{m}_{CON} (kg/det)	Q_{ref} (kW)	\dot{m}_{ref} (kg/det)	$P_{komp.}$ (kW)	KP_{akt}
1050	60,88	89,28	75,58	34,08	90,70	425,94	476,52	248,35	248,35	1,23	0,035	0,035	0,00033	1,45	0,0082	0,41	3,511
1580	60,77	88,65	74,75	44,82	85,95	426,66	476,07	248,35	248,35	1,22	0,041	0,040	0,00028	1,20	0,0067	0,33	3,609
1850	58,86	80,52	73,10	47,14	88,05	426,92	476,02	248,54	248,54	1,21	0,050	0,050	0,00034	1,29	0,0072	0,36	3,633
2260	59,53	77,30	73,11	50,79	89,30	426,94	476,39	248,49	248,49	1,20	0,058	0,058	0,00038	1,29	0,0072	0,36	3,609
2750	60,04	81,56	73,11	54,00	90,97	427,05	476,39	248,68	248,68	1,20	0,067	0,066	0,00035	1,26	0,0071	0,35	3,616
3050	61,07	78,87	73,12	55,96	90,56	426,94	476,52	248,64	248,64	1,20	0,069	0,069	0,00037	1,18	0,0066	0,33	3,596

Lampiran 2. Data Hasil Perhitungan untuk Variasi Simpangan Pegas Katup Ekspansi 4mm

Putaran Blower (rpm)	φ_A (%)	φ_B (%)	h_A (kJ/kg uk)	h_B (kJ/kg uk)	h_{CON} (kJ/kg uk)	h_1 (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	$\rho_{udara\ B}$ (kg/m ³)	\dot{m}_A (kg/det)	\dot{m}_B (kg/det)	\dot{m}_{CON} (kg/det)	Q_{ref} (kW)	\dot{m}_{ref} (kg/det)	$P_{komp.}$ (kW)	KP_{akt}
1050	60,09	91,36	74,74	34,34	96,41	425,94	471,67	247,93	247,93	1,23	0,0354	0,035	0,000314	1,41	0,0079	0,36	3,892
1580	58,53	91,44	73,10	45,70	93,90	426,92	472,71	248,12	248,12	1,22	0,0405	0,040	0,000234	1,10	0,0061	0,28	3,904
1850	58,87	82,32	73,10	48,35	92,79	426,92	472,98	248,02	248,02	1,21	0,0494	0,049	0,000311	1,21	0,0068	0,31	3,885
2260	59,70	76,78	73,11	52,05	93,90	427,12	472,53	247,65	247,65	1,20	0,0569	0,057	0,000359	1,18	0,0066	0,30	3,952
2750	60,04	84,84	73,11	55,66	94,60	427,20	472,47	247,65	247,65	1,20	0,0647	0,064	0,000289	1,12	0,0062	0,28	3,966
3050	61,07	82,82	73,12	58,00	94,74	427,30	472,36	247,37	247,37	1,20	0,0694	0,069	0,000300	1,04	0,0058	0,26	3,993

Lampiran 3. Data Hasil Perhitungan untuk Variasi Simpangan Pegas Katup Ekspansi 5mm

Putaran Blower (rpm)	φ_A (%)	φ_B (%)	h_A (kJ/kg uk)	h_B (kJ/kg uk)	h_{CON} (kJ/kg uk)	h_1 (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	$\rho_{udara\ B}$ (kg/m ³)	\dot{m}_A (kg/det)	\dot{m}_B (kg/det)	\dot{m}_{CON} (kg/det)	Q_{ref} (kW)	\dot{m}_{ref} (kg/det)	$P_{komp.}$ (kW)	KP_{akt}
1050	57,41	91,42	73,09	34,84	99,12	426,12	461,43	245,72	245,72	1,23	0,0354	0,035	2,862E-04	1,33	0,0074	0,26	5,11
1580	58,36	90,54	73,09	45,70	98,23	427,13	461,87	245,86	245,86	1,22	0,0405	0,040	2,374E-04	1,10	0,0060	0,21	5,22
1850	58,36	86,65	73,09	50,20	98,23	427,31	462,62	245,86	245,86	1,21	0,0494	0,049	2,628E-04	1,12	0,0062	0,22	5,14
2260	59,81	85,41	73,11	53,69	98,23	427,48	461,65	245,28	245,28	1,20	0,0569	0,057	2,735E-04	1,09	0,0060	0,20	5,33
2750	59,81	88,12	73,11	57,01	98,23	427,66	461,34	244,99	244,99	1,20	0,0634	0,063	2,333E-04	1,01	0,0055	0,19	5,42
3050	61,30	82,86	73,12	58,35	98,23	427,66	461,34	244,83	244,83	1,20	0,0700	0,070	2,981E-04	1,02	0,0056	0,19	5,43

Lampiran 4. Sifat - sifat Air (Zat Cair Jenuh)

°F	°C	c_p , kJ/kg · °C	ρ , kg/m ³	μ , kg/m · s	k , W/m · °C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k}$, 1/m ³ · °C
32	0	4.225	999.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25	
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	1.91×10^9
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	6.34×10^9
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	1.08×10^{10}
70	21.11	4.179	997.4	9.8×10^{-4}	0.604	6.78	1.46×10^{10}
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	1.91×10^{10}
90	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	2.48×10^{10}
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	3.3×10^{10}
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	4.19×10^{10}
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	4.89×10^{10}
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	5.66×10^{10}
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	6.48×10^{10}
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	7.62×10^{10}
160	71.11	4.186	977.3	4.01	0.665	2.53	8.84×10^{10}
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	9.85×10^{10}
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	1.09×10^{11}
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.371	890.4	1.57	0.677	1.02	
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260	4.731	785.7	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	9.51×10^{-5}			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			

Adaptasi dari Holman, J. P.; 1984: Perpindahan Kalor (Heat Transfer); Terj. Ir. E. Jasfi M.SC; Erlangga, Jakarta.

Catatan $Gr_x Pr = \left(\frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k} \right) x^3 \Delta T$

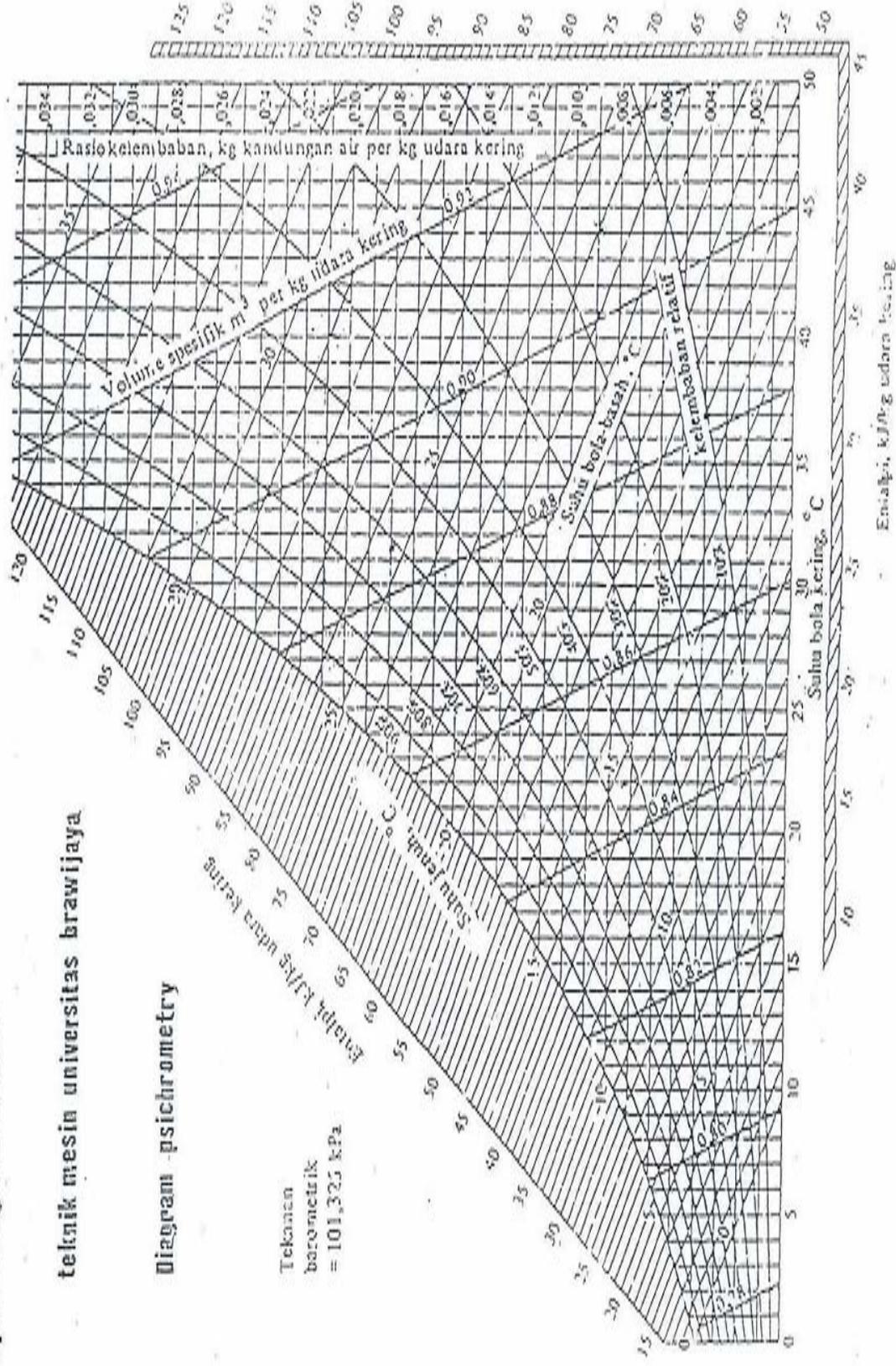
Daftar ini menggunakan satuan SI.

Lampiran 5. Diagram Psikrometri

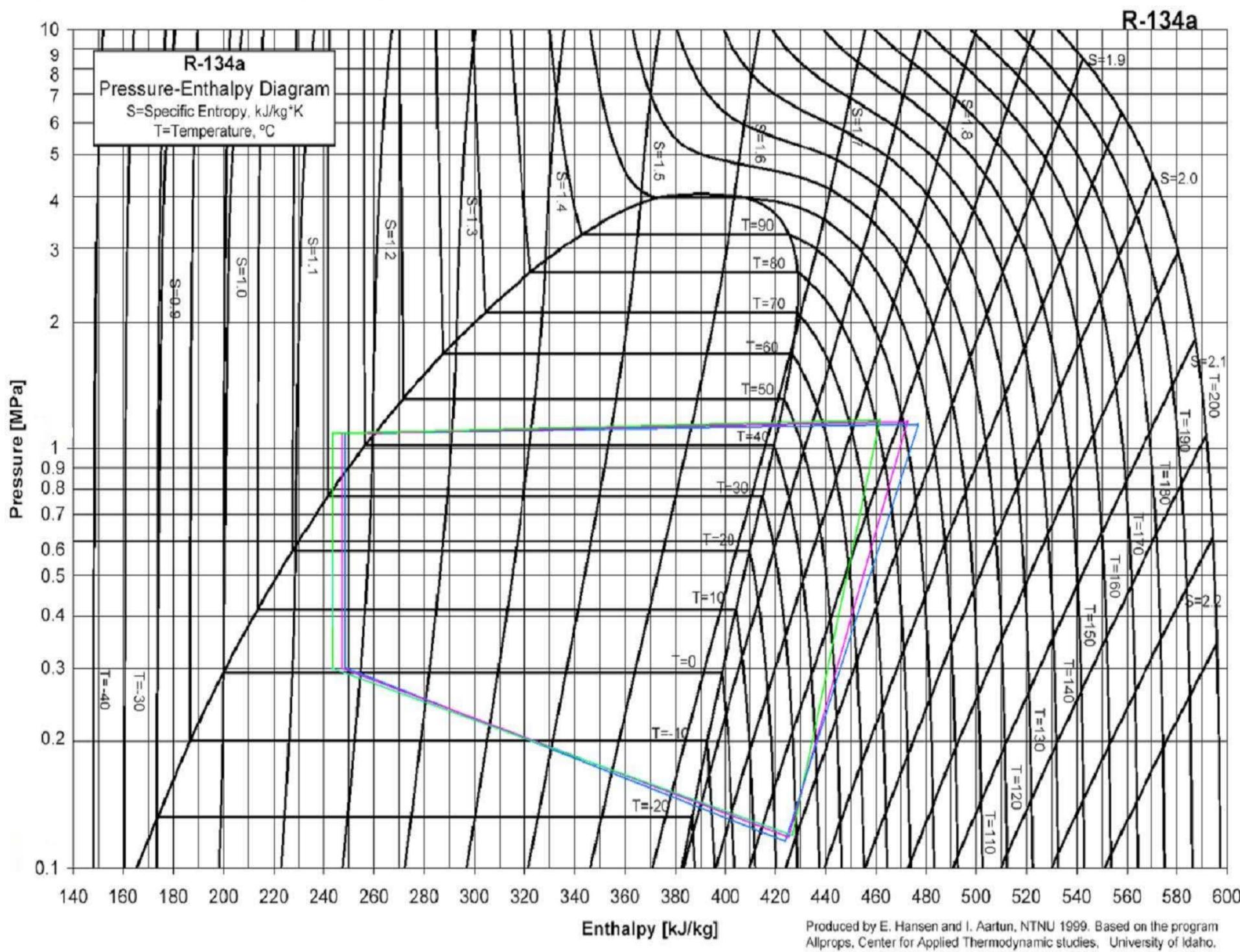
teknik mesin universitas brawijaya

Diagram psikrometri

Tekanan
barometrik
= 101,325 kPa



Lampiran 6. Siklus Termodinamika pada Diagram P-h



- KETERANGAN**
- Simpanan Pegas 2,5mm
 - Simpanan Pegas 4mm
 - Simpanan Pegas 5mm

Produced by E. Hansen and I. Aartun, NTNU 1999. Based on the program Allprops, Center for Applied Thermodynamic studies, University of Idaho.